

MODELAGEM COMPUTACIONAL VIA ELEMENTOS FINITOS DE UM SISTEMA RODA-TRILHO PARA CARROS UTILIZADOS EM FORNOS DE PELOTIZAÇÃO DA CVRD ¹

Mauricio Angeloni²
Volnei Tita³
Marcelo Tadeu Milan⁴
Jair Valfre⁵
Cristiano Pereira⁶

Resumo

O presente trabalho visa modelar computacionalmente via elementos finitos um sistema roda-trilho para carros utilizados em fornos de pelotização com o intuito de maximizar a vida útil do sistema, e assim, ampliar a periodicidade das tarefas de manutenção. Sendo assim, os gradientes de tensão e de deformação no trilho foram obtidos quando o mesmo é submetido às cargas devido ao peso de todo o conjunto. O sistema roda-trilho foi analisado considerando o elemento roda como elemento rígido ou praticamente indeformável, fazendo com que somente haja deformações no trilho. A interação entre a roda e o trilho foi modelada através de elementos de contato, a fim de simular os carregamentos transmitidos da roda para o trilho. Os carregamentos devido ao peso de todo o conjunto em cada roda foram determinados, empregando um modelo global. Posteriormente, as forças e os momentos da roda mais crítica foram aplicados em um modelo local. Os resultados numéricos mostram que o trilho não está projetado adequadamente quando da ocorrência de sobrecargas devido a empenamentos e/ou desalinhamentos, bem como, quanto à fadiga. São sugeridas alterações, como por exemplo o aumento da largura de contato, e/ou a utilização de material com maiores valores de resistência mecânica.

Palavras-chave: Modelagem via elementos finitos; Análise de contato, Fadiga de materiais metálicos ferrosos.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF SYSTEM WHEEL-RAIL FOR CARTS USED ON PELLETIZING PROCESS

Abstract

The present work consists on finite element analysis of system wheel-rail for carts used on pelletizing process in order to maximize the life in-service, increasing the period of the maintenance tasks. Thus, the stress and strain gradients in the rail were obtained under loads due to the weight of complete system, which includes the cart and the pellets. The system wheel-rail was analyzed considering the wheel as rigid element and rail as flexible element. The interaction between the wheel and the rail was modeled using contact elements in order to simulate the loads transferred from the wheel to the rail. The loads due to the weight of the complete system were calculated, using a global finite element model. After, the forces and the moments of the most critical wheel were applied in a local finite element model. The numerical results show that the rail is not design for the occurrences of overloads, as well as, for fatigue. Changes on geometry of the rail and a new selection of material are required in order to maximize the life in-service, increasing the period of the maintenance tasks.

Key-words: Finite element analysis; Contact analysis; Fatigue of ferrous metallic materials.

¹ Contribuição técnica ao 62º Congresso Anual da ABM – Internacional, 23 a 27 de julho de 2007, Vitória – ES, Brasil.

² Mestre em Ciência e Engenharia dos Materiais pelo programa interunidades em Ciência e Engenharia dos materiais, Universidade de São Paulo, Brasil, mauricio_angeloni@yahoo.com.br

³ Professor do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, Brasil, voltita@sc.usp.br

⁴ PhD em engenharia, Diretor Superintendente MIB – Materials Institute of Brazil, milan@mib.eng.br

⁵ Engº Mecânico do Departamento de Engenharia de Materiais da CVRD, jair.valfre@cvrd.com.br

⁶ Engº Mecânico do Departamento de Engenharia de Manutenção Mecânica da CVRD, cristiano.pereira@cvrd.com.br

1 INTRODUÇÃO

A Figura 1 mostra um típico carro de grelha do tipo vagonete, o qual circula ininterruptamente sobre trilhos dentro de um forno de pelletização. Na parte inferior de cada carro há um arranjo de barras de grelha confeccionadas com aço inoxidável (corpo do carro) que suportam as pelotas e ao mesmo tempo permitem que gases circulem no leito de pelotas. Enquanto as cargas de pelotas atravessam o forno, elas estão sujeitas a um ciclo completo composto pelas etapas de secagem, aquecimento, queima e resfriamento, sendo que temperaturas elevadas de até 1200°C podem ser alcançadas em determinadas partes do sistema.

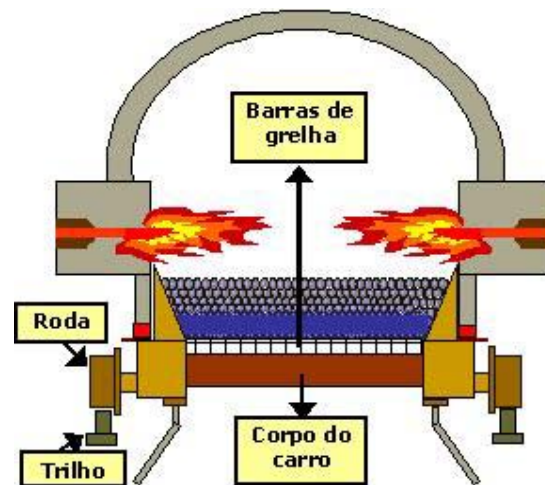


Figura 1. Esquematização simples do carro de grelha.

Os trilhos, fabricados por laminação a quente de acordo com a norma Din 536-1, perfil A65, suportam o peso do carro de grelhas mais o peso de pelotas. O trilho, que tem vida média de quatro anos, sofre maior desgaste na região do boleado (face superior) e quando há desnivelamento a aba da roda provoca desgaste na face interna do trilho. As temperaturas ao longo do forno variam de 60°C a 80°C, medidas no boleado (face superior).^[1] Dessa forma, nas análises computacionais foram desconsiderados os carregamentos térmicos.

Este trabalho tem por objetivo realizar a modelagem do trilho reto do forno de pelletização a fim de obter valores de tensão e de deformação para três casos de carga:

- Caso 1: todas as rodas estão em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas;
- Caso 2: uma roda não está em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas;
- Caso 3: todas as rodas estão em contato com o trilho e há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho atua como batente das rodas;

Esse mapeamento das tensões e das deformações possibilitou verificar o dimensionamento estático, bem como, quanto à fadiga do sistema roda-trilho. Com base nesta análise foram apresentadas conclusões e sugestões para um novo projeto a fim de ampliar a periodicidade das tarefas de manutenção do sistema.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Para a determinação dos carregamentos atuantes no sistema roda-trilho, optou-se por uma abordagem global-local, ou seja, inicialmente foi desenvolvido um **Modelo Global** simplificado do sistema carro-pelotas para a determinação dos carregamentos de reação nas quatro rodas, considerando os três casos de carga mencionados. Posteriormente, selecionou-se a roda mais solicitada em cada caso de carga e determinaram-se os valores dos carregamentos atuantes no **Modelo Local** do sistema roda-trilho.

2.1 Modelo Global

As cargas atuantes no sistema global carro-pelotas são dadas pelo peso de pelota transportado (P_p) e pelo peso próprio do carro (P_c), correspondendo a 12.500 kg multiplicado pela aceleração da gravidade ($9,82 \text{ m/s}^2$). Da análise da geometria do carro (Figura 2) e considerando que a carga de pelotas esteja uniformemente distribuída sobre o carro, foi calculado o centro de gravidade (CG) do sistema carro-pelotas. Sendo que para a obtenção do Y_{CG} , empregou-se a equação 1:

$$Y_{CG} = \frac{P_C \cdot y_C + P_P \cdot y_P}{P_C + P_P} \quad (1)$$

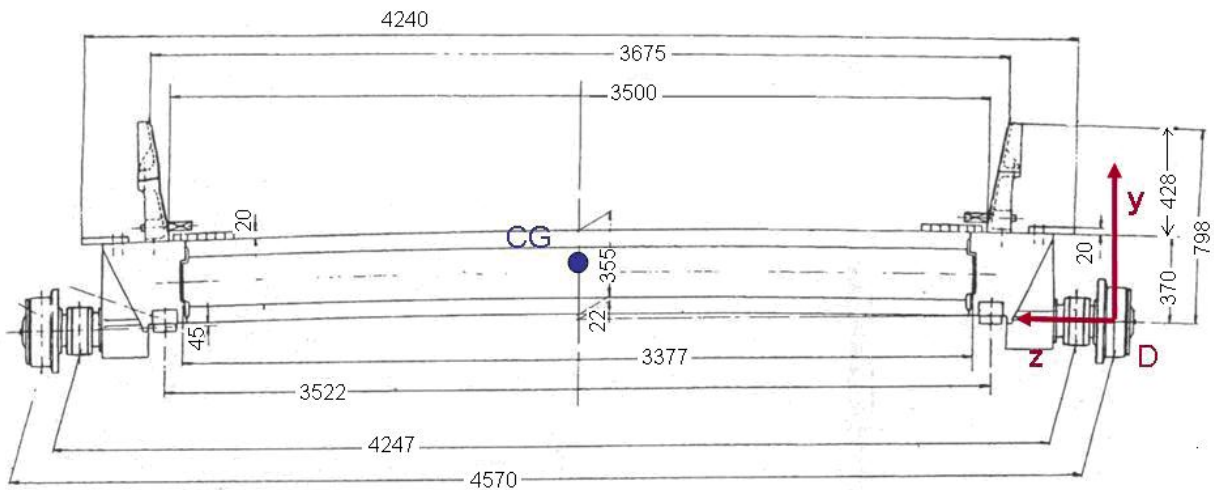


Figura 2. Carro de pelotização (dimensões em milímetro)

Adotando-se como ponto de referência uma das rodas (Figura 3) e colocando neste ponto a origem do eixo de coordenadas, tem-se a Tabela 1, que mostra as coordenadas das rodas A, B, C e D, bem como, as coordenadas do CG. Utilizando esta tabela, foi possível criar um modelo simplificado em elementos finitos com o intuito de determinar as cargas de reação nas quatro rodas (Figura 4).

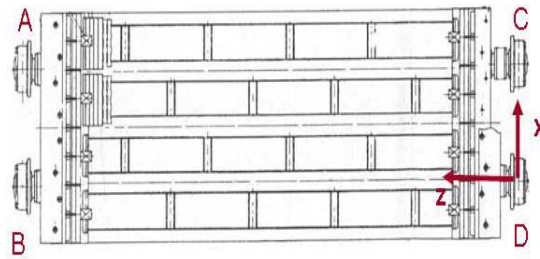


Figura 3. Vista de cima do carro de pelotização.

Tabela 1. Coordenadas das rodas e do CG do sistema carro-pelotas.

Pontos	Nós	X [m]	Y [m]	Z [m]
A	2	4,57	0	0,76
B	4	4,57	0	0
C	5	0	0	0,76
D	3	0	0	0
CG	1	2,285	0,34	0,38

Com o modelo da **Figura 4** foram avaliados três casos de carga:

- Caso 1: todas as rodas em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas;
- Caso 2: uma das rodas não está em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas;
- Caso 3: todas as rodas estão em contato com o trilho e há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho atua como batente das rodas.

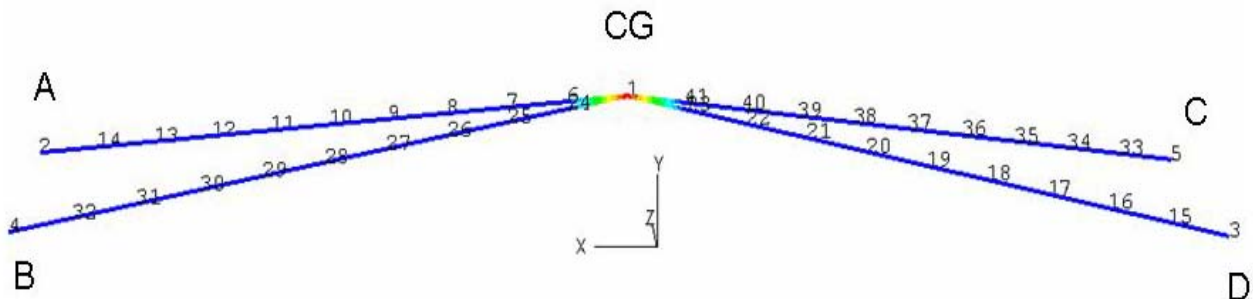


Figura 4. Modelo global simplificado para a determinação das cargas de reação nas quatro rodas

Dessa forma, aplicou-se no GC do modelo (**Figura 4**) um carregamento igual a 122.750N, que corresponde ao peso do carro adicionado ao peso de pelotas, bem como, às correspondentes condições de contorno em cada roda para cada caso de carga.

Verifica-se que para todos os casos de carga a Roda C sempre é a mais solicitada. O caso 2 fornece as cargas de reação mais elevadas em y, sendo que no caso 3 há a condição de batente, gerando assim um momento em z. A

Tabela 2 mostra os valores dos carregamentos aplicados na roda mais crítica (roda C) para cada caso de carga.

Tabela 2. Cargas de ação na roda C.

Casos	Roda	Fy [N]	Mz [Nm]
1	C	-3,0688E+04	-
2	C	-6,1375E+04	-
3	C	-4,1985E+04	-5,1630E+04

2.2 Modelo Local

As forças e momentos de ação são mostrados esquematicamente na **Figura 5**, em função do sistema de coordenadas locais para a Roda C.

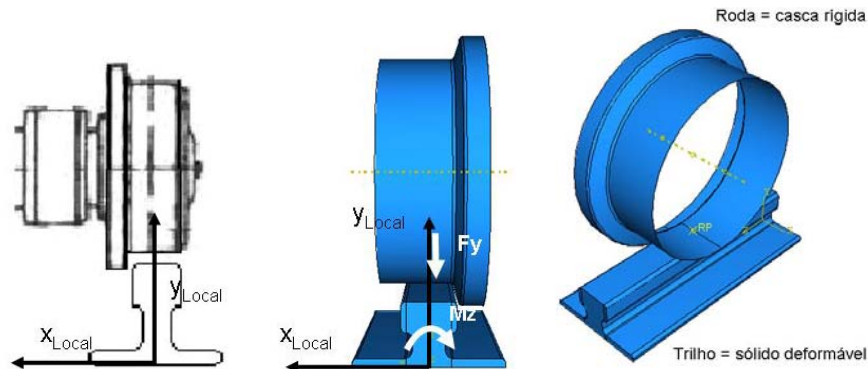


Figura 5. Modelo local do sistema roda-trilho (sistema de coordenadas local) – Roda C

O modelo do sistema roda-trilho constitui-se de uma casca rígida que representa a roda e um sólido deformável representando o trilho (**Figura 5**). Este modelo local tem como objetivo simular o contato entre a roda e o trilho, fazendo com que todos os carregamentos aplicados na roda sejam absorvidos à custa da deformação única e exclusiva do trilho, que possui um perfil europeu baseado na norma DIN 536-A65. Isto evidencia uma análise mais conservativa.

Somente um trecho do trilho foi representado. O comprimento desse trecho foi escolhido criteriosamente, a fim de que as condições de contorno de simetria aplicadas às suas bordas não influenciassem nas distribuições de tensões geradas devido ao contato roda-trilho. A **Figura 6** mostra as condições de contorno e de simetria que foram impostas ao modelo local. Sendo que a base do trilho foi modelado como engastado no solo e os carregamentos são aplicados à roda em função de cada caso de carga. Mostra também a região de contato prevista que foi delimitada no trilho quando a roda for carregada.

Após testes de sensibilidade da malha, verificou-se que ao comparar o valor de pressão de contato obtido numericamente (118,4 MPa) para um elemento linear (8 nós) de aresta igual a 0,01 m, com o valor obtido analiticamente (331,4 MPa), obtido pela Teoria de Contato de Hertz [2], tem-se que o valor analítico é 2,8 vezes superior ao valor numérico. Isto mostra que a solução de contato via elementos finitos depende da malha de elementos finitos. Outros testes foram realizados, demonstrando que uma malha mais grosseira, onde o tamanho da aresta do elemento era igual a 0,01 m, obteve-se uma pressão de contato igual a 57,74 MPa. Dessa forma, foi necessário empregar elementos sólidos hexaédricos quadráticos (20 nós) para representar de forma adequada o fenômeno de contato (**Figura 7**).

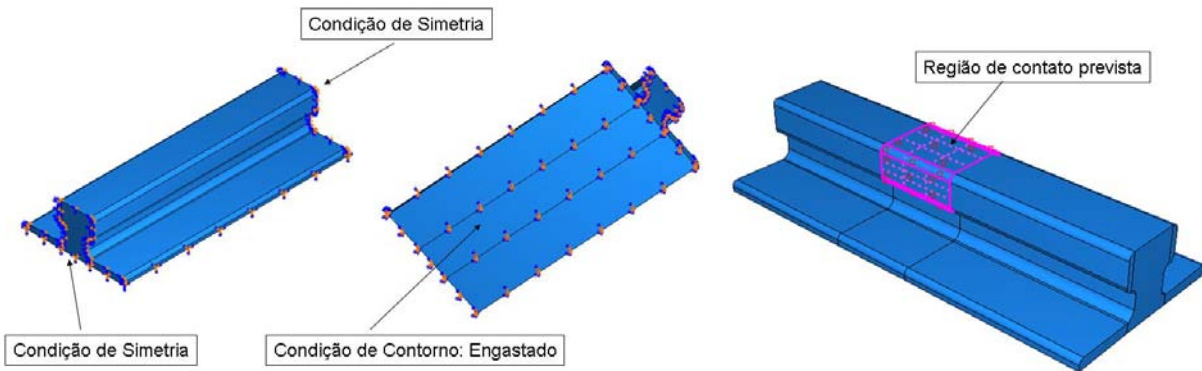


Figura 6. Condições de contorno aplicadas ao modelo local e região de contato.

Entretanto, a fim de se evitar um alto custo computacional, optou-se por um modelo de trilho mais reduzido, que foi determinado de forma criteriosa com base na largura de contato (0,0009 m) obtida analiticamente através da Teoria de Contato de Hertz.^[2]

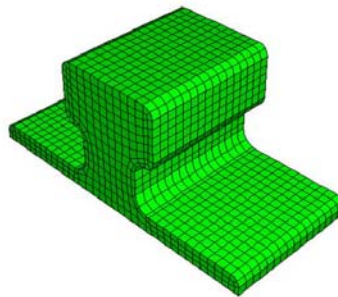


Figura 7. Malha de elementos finitos do trilho com elementos quadráticos.

Com relação ao material, atribui-se às propriedades, valores médios obtidos através de ensaios experimentais.^[1] Para o módulo de elasticidade foi atribuído o valor de 185 GPa e para o coeficiente de Poisson foi atribuído o valor de 0,31.

3 RESULTADOS

3.1 Caso de Carga 1

Neste caso todas as rodas estão em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas.

A **Figura 8** mostra os valores para a pressão de contato sob o trilho devido à interação com a roda, considerando o Caso 1. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 515,9 MPa. Sendo assim, maior do que o resultado obtido analiticamente. Isto ocorre, pois o modelo computacional é conservador à medida que considera a roda como elemento rígido e somente o trilho como elemento deformável. Portanto, o valor real da pressão de contato deve estar entre o valor analítico de 331,4 MPa e o valor numérico de 515,9 MPa.

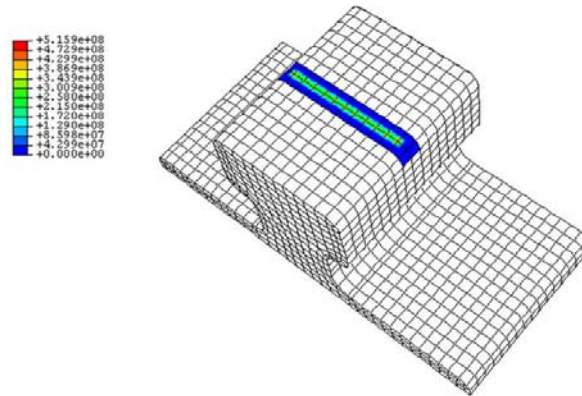


Figura 8. Valores de pressão de contato no trilho (Caso 1).

A **Figura 9** mostra os valores para as tensões de von Mises para o trilho, considerando o Caso 1. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 356 MPa.

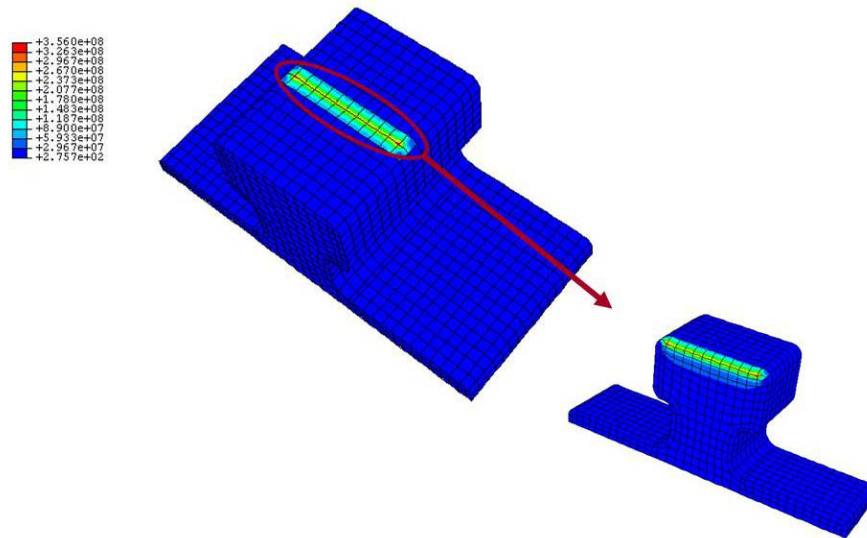


Figura 9. Valores de tensões no trilho (Caso 1).

A **Tabela 3** mostra os valores máximos obtidos para a tensão de von Mises (S_{vm}), para a tensão Máxima Principal (S_1) e para a tensão Máxima de Cisalhamento (T_{max}), considerando o Caso 1.

Tabela 3. Valores máximos de tensão atuante no trilho para o Caso 1.

Tensões	Valores [MPa]
S_{vm}	356
S_1	121,6
T_{max}	390,4

3.2 Caso de Carga 2

Uma das rodas não está em contato com o trilho e não há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho não atua como batente das rodas.

A **Figura 10** mostra as tensões de von Mises para o trilho, considerando o Caso 2 e uma análise elástica. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 709,8 MPa, ultrapassando assim, o limite de escoamento médio obtido através de ensaios experimentais que é de 454,4 MPa.

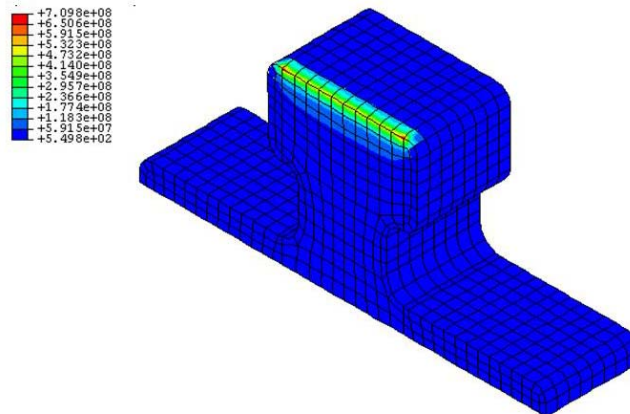


Figura 10. Tensões no trilho (Caso 2)

Dessa forma, torna-se necessário uma análise elasto-plástica, pois o trilho deverá se deformar plasticamente. Para tal análise, utilizou-se a curva experimental tensão-deformação plástica^[1] mostrada na **Figura 11**.

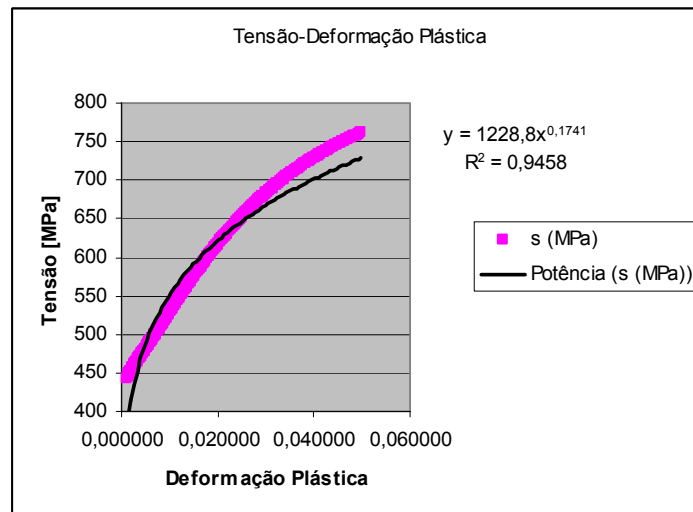


Figura 11. Curva tensão-deformação plástica empregada nas simulações^[1]

A **Figura 12** mostra as tensões de von Mises para o trilho, considerando o Caso 2 e uma análise elasto-plástica. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 687 MPa.

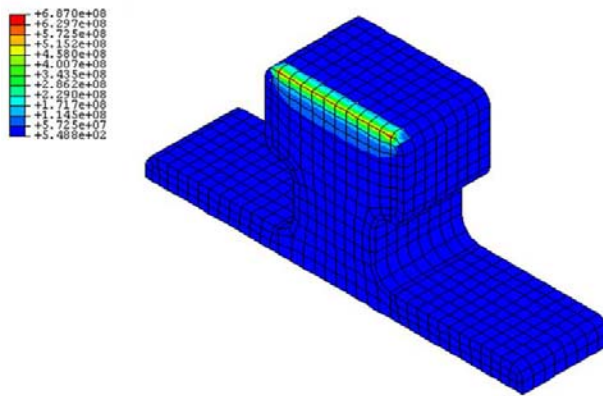


Figura 12. Tensões no trilho (Caso 2)

A Figura 13 mostra a pressão de contato sob o trilho devido à interação com a roda, considerando o Caso 2 e uma análise elasto-plástica. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 994,9 MPa.

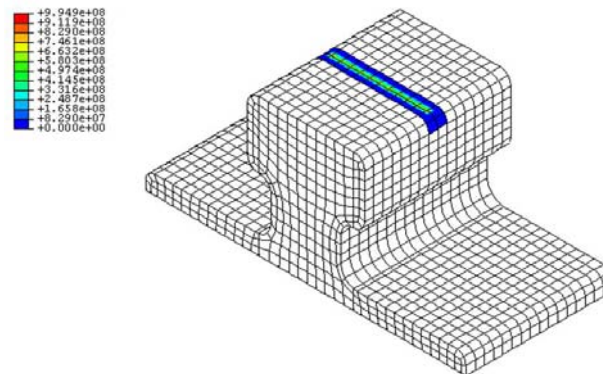


Figura 13. Pressão de contato no trilho (Caso 2)

A Figura 14 mostra os níveis de deformações plásticas para o trilho, considerando o Caso 2 e uma análise elasto-plástica. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de $3,448 \times 10^{-4}$.

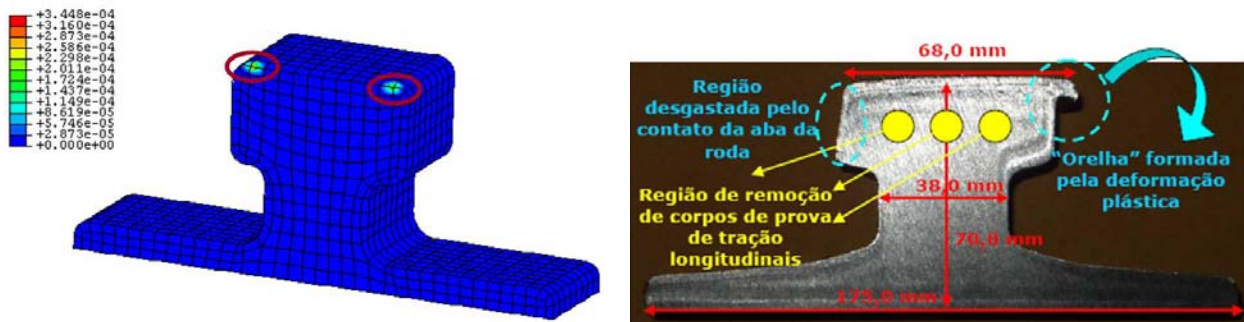


Figura 14. Deformações plásticas numéricas e reais [1] no trilho (Caso 2)

A **Tabela 4** mostra os valores máximos obtidos para a tensão de von Mises (S_{vm}), para a tensão Máxima Principal (S_1) e para a tensão Máxima de Cisalhamento (T_{max}), considerando o Caso 2 e uma análise elasto-plástica.

Tabela 4. Valores máximos de tensão atuante no trilho para o Caso 2

Tensões	Valores [MPa]
S_{vm}	687
S_1	242
T_{max}	752

Verifica-se, portanto, que o Caso 2 é suficiente para gerar deformações plásticas.

3.3 Caso de Carga 3

Neste caso todas as rodas estão em contato com o trilho e há contato da aba da roda com o trilho, ou seja, o trilho atua como batente das rodas.

O Caso 3 é mais severo do que o Caso 2, porém podem ocorrer com menos frequência. Sendo assim, a seguir serão apresentados apenas os níveis de tensão para o Caso 3. A **Figura 15** mostra as tensões de von Mises para o trilho, considerando o Caso 3 e uma análise elasto-plástica. Verifica-se pelo detalhe da região em contato com a roda que o valor máximo obtido é de 1,454 GPa.

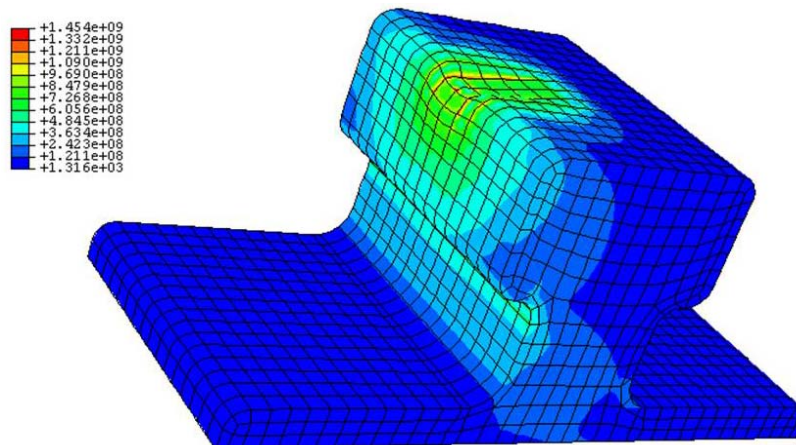


Figura 15. Tensões no trilho (Caso 3)

Verifica-se que o valor da tensão atuante é superior ao limite de resistência à tração obtido através de resultados experimentais (756 MPa). Este elevado valor de tensão facilita o desgaste provocado pelo contato da aba da roda com a região interna do trilho. Portanto, nesta região não haverá a formação de uma “orelha” devido à deformação plástica evidenciada no Caso 2 (Figura 14). Vale ressaltar que o processo de desgaste altera a geometria do trilho, gerando assim uma redistribuição de tensões na região. Como o modelo numérico não considera tal fenômeno, tem-se que os resultados computacionais são conservativos.

4 DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

A análise dos resultados será dividida em duas partes: Análise Estática e Análise sob Fadiga.

4.1 Análise Estática

Para análise estática, será calculada a Margem de Segurança do projeto que é dada por pela equação abaixo:

$$MS = \frac{\text{Tensão de Escoamento}}{\text{Tensão Máxima de von Mises}} - 1 \quad (2)$$

Considerando que a tensão de escoamento é igual a 454,4 MPa, tem-se para o Caso 1 uma MS igual a 0,28, ou seja, 28%. No entanto, verifica-se para o Caso 2 que a MS é negativa, ou seja, -34%.

4.2 Análise sob Fadiga

Com base na análise de falha do trilho, observou-se que o principal mecanismo de dano é causado devido à ação de um carregamento cíclico pulsante, que varia de zero a um valor máximo, dado pela interação da roda com o trilho. As trincas observadas nucleiam sub-superficialmente por fadiga devido à presença de tensões cisalhantes geradas pela interação roda-trilho. O Limite de Fadiga (LF) para aços com limite de resistência inferior a 1380 MPa, sob carregamento axial alternado ($R = -1$) é dado por:^[3]

$$LF = 0,5\sigma_R \quad (3)$$

Onde σ_R é o limite de resistência à tração do material. Sendo que R é dada pela razão entre as tensões mínima e máxima do ciclo, como mostra a equação abaixo:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4)$$

Portanto, para o aço do trilho em questão o LF é estimado em 378 MPa, considerando R igual a -1. Entretanto, para o carregamento do trilho, R é igual zero, uma vez que a tensão mínima é nula. Dessa forma, podem-se determinar os novos valores de tensão admissíveis através de uma relação proposta por Goodman:^[3]

$$\frac{\sigma_a}{LF} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = 1 \quad (5)$$

Onde σ_a é a amplitude de tensão e σ_m é a tensão média. Sendo que para R igual à zero $\sigma_a = \sigma_m = \sigma$, ou seja:

$$\frac{\sigma}{378} + \frac{\sigma}{756} = 1 \quad (6)$$

Assim, $\sigma_a = \sigma_m = \sigma = 252$ MPa. Dessa forma, a tensão máxima admissível é dada por:

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = 504 \text{ MPa} \quad (7)$$

Como as tensões responsáveis pela nucleação de trincas são de natureza cisalhante, é necessário converter o valor acima obtido para tensão axial em valor para torção.^[3]

$$\tau_{\max} = 0,824\sigma_{\max} = 415 \text{ MPa} \quad (8)$$

Para o Caso 1, o valor de cisalhamento máximo é igual a 390,4 MPa, ou seja, é ligeiramente inferior ao valor de tensão cisalhante máximo para fadiga.

Para o Caso 2, o valor de cisalhamento máximo é igual a 752 MPa, ou seja, é superior ao valor de tensão cisalhante máximo para fadiga

Vale ressaltar que o sistema roda-trilho em serviço opera sob as condições apresentadas pelos casos 1, 2, ou até mesmo, 3, sendo assim, em grande parte da sua vida em serviço operará acima do limite de fadiga do material. Além disso, deve-se destacar que devido a microestrutura não-homogênea do material, as trincas nucleiam preferencialmente junto às bandas de ferrita próeutetóide e/ou sulfetos de manganês que apresentam valores de resistência mecânica bem inferiores ao valor mostrado na equação (8).

Com base nas análises desenvolvidas conclui-se que:

- O trilho está dimensionado estaticamente para o Caso 1, porém não para o Caso 2, visto que a margem de segurança obtida é negativa;
- Com base nos resultados do Caso 2, verifica-se que haverá formação da “orelha” nas bordas laterais superiores, devido à plastificação do material. Além disso, com base nos resultados do Caso 3, verifica-se que o desgaste da “orelha” interna do trilho é facilitado devido aos altos níveis de tensão obtidos;
- O trilho está dimensionado de forma adequada, considerando os carregamentos cíclicos de fadiga para o Caso 1. No entanto, isto não é válido para o Caso 2;
- O sistema roda-trilho em serviço opera sob as condições apresentadas pelos casos 1, 2, ou até mesmo, 3, sendo assim, em grande parte da sua vida em serviço operará acima do limite de fadiga do material.

A fim de ampliar o período das tarefas de manutenção, sugere-se que:

- O trilho deve ser re-projetado de forma adequada para atender as solicitações estáticas e de fadiga. Para tal, torna-se necessário a mudança de material, visando aumento de resistência mecânica e homogeneidade microestrutural, e/ou mudança de geometria do trilho, visando o aumento da área de contato roda-trilho;
- É fundamental garantir a integridade geométrica do corpo do carro, visto que se o mesmo estiver empenado poderá promover a ocorrência do Caso 2 com maior frequência.

REFERÊNCIAS

- 1 MT Milan, Análise de falha de um trilho reto de forno de pelotização, Laudo 02/2006, Projeto Forno de Pelotização MIB-CVRD, 2006.
- 2 G. Niemann, Elementos de máquinas, USP/Edgar Blücher, São Paulo, 1971.
- 3 J.A. Bannantine, J.J. Comer and J.L. Handrock: Fundamentals of metal fatigue analysis, Prentice-Hall, 1990.