

**UNESP UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

**IGOR DI CARLOS RAMOS JUNIOR**

**ANÁLISE DE CAUSAS DE TRINCAS EM CARRO DE TRANSLAÇÃO DE  
EMPILHADEIRA/RECUPERADORA.**

Guaratinguetá  
2014

**IGOR DI CARLOS RAMOS JUNIOR**

**ANÁLISE DE CAUSAS DE TRINCAS EM CARRO DE TRANSLAÇÃO DE  
EMPILHADEIRA/RECUPERADORA.**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Guaratinguetá  
2014

Ramos Junior, Igor Di Carlos  
R175a Análise de causas de trincas em carro de translação de empilhadeira/recuperadora / Igor Di Carlos Ramos Junior – Guaratinguetá, 2014.  
58 f : il.  
Bibliografia: f. 57-58

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.  
Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini  
Coorientadora: Erica Ximenes Dias

1. Armazenamento e transporte de cargas 2. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 519.6

**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

**ANÁLISE DE CAUSAS DE TRINCAS EM CARRO DE TRANSLAÇÃO DE  
EMPILHADEIRA/RECUPERADORA**

**IGOR DI CARLOS RAMOS JUNIOR**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO REQUISITO  
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE “GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

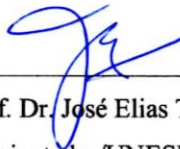
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA



---

Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



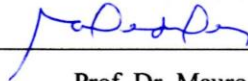
---

Prof. Dr. José Elias Tomazini  
Orientador/UNESP-FEG



---

Prof. Msc. Erica Ximenes Dias  
UNESP/FEG



---

Prof. Dr. Mauro Pedro Peres  
UNESP-FEG

Janeiro de 2015

## **DADOS CURRICULARES**

### **IGOR DI CARLOS RAMOS JUNIOR**

NASCIMENTO	12.05.1990 – SÃO JOSÉ DOS CAMPOS / SP
FILIAÇÃO	Ivone Aparecida Monteiro Ramos Igor Di Carlos Ramos
2001/2004	Ensino Fundamental EMEF Prof.º Maria de Melo
2005/2007	Ensino Médio Colégio Engº Juarez Wanderley – SJC
2008/2014	Curso de Graduação Engenharia mecânica – UNESP

Dedico este trabalho e graduação à minha família e a todos que torceram por mim em todos esses anos de faculdade.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer a Deus e a toda minha família pelo apoio recebido em todos esses anos de faculdade.

Também agradecer ao professor Tomazini e a professora Erica que me auxiliaram na confecção deste trabalho de graduação e tornaram tudo possível.

Agradeço também a todos os amigos que fiz nesses anos de faculdade que me auxiliaram não só academicamente, mas nas horas de lazer que restauravam os ânimos para prosseguir.

Gostaria de agradecer a todos meus companheiros da Moradia, em especial ao pessoal do primeiro andar, que torceram por mim nesse último ano de faculdade e me incentivaram a nunca desistir.

RAMOS, I. D.C. J. **Análise de causas de trincas em carro de translação de empilhadeira/recuperadora.** 2014. 58 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo o estudo das possíveis causas das trincas encontradas e recuperadas nos carros de translação da Empilhadeira/Recuperadora de minérios. Para identificar as possíveis causas das trincas observadas no equipamento realizou-se uma análise através de uma abordagem estática, utilizando como ferramenta de análise o método por elementos finitos por meio de programa específico de análise estrutural. Após a confecção do modelo é necessário uma medição extensométrica para calibragem do modelo, pois por se tratar de um equipamento de grande porte, pode haver quantidades significativas de massas de componentes não estruturais que não foram modelados e não se encontrem nos desenhos disponíveis, assim como incrustações de minério. Com o modelo calibrado são processadas análises contemplando os carregamentos de peso próprio, produto, vento e carga de escavação. Após esse processamento foi observado que nenhum dos carregamentos resultava em valores de tensão que causassem as trincas, então foram testadas outras três hipóteses, desnivelamento e desalinhamento, macaqueamento e translação por apenas três carros. Dessas três hipóteses foi observada que o macaqueamento pode ter sido a causa das trincas, devido a distribuição das tensões, porém por falta de parâmetros, como a altura utilizada nesse procedimento, não se pode afirmar o real nível de tensão.

**PALAVRAS CHAVE:** Armazenamento e transporte de cargas. Método dos elementos finitos.



RAMOS, I. D.C. J. **Analysis of causes of cracks in translation cars of Forklift/ Reclaimer.** 2014. 58 f. Graduate Work (Graduate Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

### **ABSTRACT**

The present work aims to study the possible causes of cracks founded and recovered in translation cars of ore Forklift / ore Reclaimer. To identify the possible causes of cracks observed on the equipment it was used a static approach analysis, using a finite element method as an analysis tool, using a specific structural analysis program. After making the model, a strain gage measurement was necessary because there may be significant amounts of masses of non-structural components that were not modeled and were not available in the drawings, as well as fouling ore. With the calibrated model it was processed analyses with the load cases of dead load, product, wind and excavation. After the processing, it was observed that none of these load cases resulted in values that caused the crack, so another three hypotheses were tested: depression and misalignment, jacking and translation of only three cars. Of these three hypotheses it was observed that the jacking could be the cause of the cracks, because the distribution of stress. Due to the miss of parameters, like the height utilized in this process, it was not possible to affirm the real stress level.

**KEYWORDS:** Storage and product transportation. Finite Elements Method

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Equipamento estudado .....	13
Figura 2 – Ponte de Wheatstone .....	17
Figura 3 – Tipos de ponte de Wheatstone .....	19
Figura 4 – Ligação em $\frac{1}{4}$ de ponte a 3 fios.....	20
Figura 5 – Modelo da empilhadeira – Componentes Estruturais .....	23
Figura 6 – Configuração da distribuição de forças nos roletes de carga. ....	26
Figura 7 – Configuração da distribuição de forças nos roletes de carga. ....	26
Figura 8 – Modelo de elementos finitos – Vento em “X” (LC3). ....	30
Figura 9 – Modelo de elementos finitos – Vento em “Z” (LC4).....	30
Figura 10 – Roda de caçambas, dimensões utilizadas para cálculo .....	31
Figura 11 – Roda de caçambas – Localização da carga Aplicada.....	33
Figura 12 – Área total da correia carregada seguindo a distância padrão à borda. ....	35
Figura 13 – Truques com deslocamento aplicado – Desnívelamento de 2 Truques. ....	37
Figura 14 – Truques com deslocamento aplicado – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.....	38
Figura 15 – Posição dos strain gages 1 ao 9 na parte inferior do equipamento.....	39
Figura 16 – Localização dos gages n°01,02 e 03. ....	40
Figura 17 – Localização dos gages n°04,05 e 06. ....	40
Figura 18 – Localização dos gages n°07,08 e 09. ....	41
Figura 19 – Posições de giro da lança .....	41
Figura 20 – Interface do software AqDAnalysis 7. ....	43
Figura 21 – Posição 1 (0°): Vista superior.....	44
Figura 22 – Posição 2 (90°): Vista superior.....	45
Figura 23 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 01. ....	46
Figura 24 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 03. ....	47
Figura 25 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 30. ....	47
Figura 26 – Configuração Deformada Sobreposta – LC53 – Desalinhamento + Desnívelamento. .....	48
Figura 27 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnívelamento.....	49

Figura 28 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnivelamento. ....	49
Figura 29 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnivelamento. ....	50
Figura 30 – Configuração Deformada – LC53 – Desnivelamento de 2 Truques. ....	51
Figura 31 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnivelamento de 2 Truques.....	51
Figura 32 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnivelamento de 2 Truques. ....	52
Figura 33 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnivelamento de 2 Truques. ....	52
Figura 34 – Configuração Deformada Sobreposta – LC53 – Desnivelamento de 2 Truques. ....	53
Figura 35 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.....	54
Figura 36 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques. ....	54
Figura 37 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.....	55

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores típicos de K.....	16
Tabela 2 – Massas dos componentes estruturais: .....	25
Tabela 3 – Fatores e cargas totais aplicadas. ....	28
Tabela 4 – Fatores e cargas totais aplicadas .....	28
Tabela 5 – Fatores e cargas totais aplicadas. ....	29
Tabela 6 – Fatores e cargas totais aplicadas .....	29
Tabela 7 – Dados da capacidade de transporte:.....	34
Tabela 8 – Capacidades consideradas .....	35
Tabela 9 – Deformações experimentais e deformações correspondentes: .....	44
Tabela 10 – Deformações experimentais e deformações correspondentes na aferição:.....	45

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1	JUSTIFICATIVA E DESCRIÇÃO DO PROBLEMA. ....	12
1.2	OBJETIVO .....	13
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>14</b>
2.1.	DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE DEFORMAÇÕES.....	14
2.2.	PONTE DE WHEATSTONE.....	16
2.3.	CIRCUITO EM ¼ DE PONTE .....	19
2.4.	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF) .....	20
<b>3.</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>22</b>
3.1.	CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO.....	22
3.2.	CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS .....	24
3.3.	CARREGAMENTOS.....	24
3.4.	METODO PARA DETERMINAÇÃO DAS MASSAS NÃO ESTRUTURASIS .....	39
3.5.	METODOLOGIA EXPERIMENTAL: .....	42
3.6.	TEÓRICO X EXPERIMENTAL: .....	43
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>46</b>
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>56</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>57</b>

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. JUSTIFICATIVA E DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.

Na extração de minérios é necessário armazenar o produto em grandes pátios de estocagem para posteriormente ele ser transportado para seus destinos adjacentes, como refinarias ou exportação.

Nesses pátios de estocagem são necessários equipamentos adequados para movimentar as grandes quantidades de produto que são extraídas diariamente.

O pátio em que se situa o equipamento a ser estudado é um pátio para minério de ferro, onde este é guardado após a extração para ser transportado em via ferroviária, a fim de ser exportado em via naval.

A estocagem do minério de ferro é feita em grandes pilhas distribuídas pelo pátio. Para montar essas pilhas é necessária uma empilhadeira de minérios, a qual geralmente possui os seguintes componentes básicos: lança (onde o minério é movimentado) que pode se mover tangencialmente, um mastro e um pórtico que também pode se movimentar tangencialmente sobre o anel de giro do equipamento e os carros de translação que movem o equipamento sobre os trilhos.

Após a estocagem, no momento de transportar o minério, é necessário usar uma Recuperadora de minérios para mover o minério das pilhas para as esteiras que irão guiar o minério até os carregadores de vagões, essas recuperadoras são muito similares as empilhadeiras, porém na extremidade de suas lanças possuem uma roda de caçamba, que servem para pegar o minério das pilhas para colocá-lo na esteira da recuperadora.

Esses dois equipamentos (Empilhadeira e Recuperadora) podem ser combinados em um único equipamento que exerce as duas funções.

Nos carros de translação são fixadas as rodas que irão movimentá-lo. Essas rodas além de movimentação, também exercem a função de sustentar todo o peso da estrutura.

Para identificar as possíveis causas das trincas observadas no equipamento, é proposto um estudo em elementos finitos.

Após a confecção do modelo é necessário uma medição extensométrica, pois por se tratar de um equipamento de grande porte, pode haver quantidades significativas de massas de

componentes não estruturais que não foram modelados e não se encontrem nos desenhos disponíveis, assim como incrustações de minério.

A partir dos resultados dessa medição extensométrica e com o modelo finalizado é possível verificar a localização do CG da estrutura real posicionada acima do anel de giro, e posteriormente calibrar o modelo para reproduzir a realidade.

Com o modelo atualizado é possível processar algumas análises estáticas e averiguar o nível de tensão nos carros de translação, e assim verificar qual dos carregamentos considerados podem ser a causa das trincas observadas.

Uma fotografia do equipamento estudado pode ser visualizada na Figura 1

Figura 1 – Equipamento estudado



Fonte: Acervo CEMEF

## 1.2. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo o estudo das possíveis causas das trincas encontradas e recuperadas nos carros de translação da Empilhadeira/Recuperadora de minérios.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para realizar qualquer tipo de estudo na área de engenharia é necessário um conhecimento prévio de alguns conceitos básicos. Para compreensão deste trabalho é necessário compreender bem a disciplina de resistência das materiais. Por se tratar de uma análise de tensões as quais são obtidas pelo cálculo de deformações decorrentes dos carregamentos sofridos pelo equipamento.

Uma breve explicação sobre outros conceitos utilizados é apresentada a seguir.

### 2.1. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE DEFORMAÇÕES

Segundo Zaro & Borchardt (1982), a extensometria é um conjunto de técnicas que permitem determinar o estado de deformação em torno de um ponto de um corpo, a partir do conhecimento das deformações em várias direções desse ponto.

De acordo com Hoffmann (1987), a extensometria de resistência elétrica é uma técnica experimental que permite medir as deformações que ocorrem na superfície de um corpo. Um extensômetro elétrico é constituído por um fio muito fino colado a um suporte que poderá ser entre outros elementos uma folha de celulose. Outro tipo de extensômetro utiliza um suporte de resina epóxi e uma grelha obtida por processos semelhantes aos utilizados na fabricação de circuitos impressos.

Para ser utilizado o extensômetro é colado na superfície do corpo. Quando este se deforma, o extensômetro também se deforma. A medida da variação da resistência elétrica entre os terminais permite quantificar a extensão ocorrida na superfície do corpo. A resistência,  $R$ , de um fio condutor é dada por:

$$R = \rho \times \frac{L}{S} \quad (1)$$

Onde:  $L$  – comprimento do fio

$S$  – área da secção transversal

$\rho$  – Resistividade específica



Assim, por derivação:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta S}{S} \quad (2)$$

Considerando que o fio está submetido a uma força de tração nos limites do seu domínio elástico, surgirá um aumento de comprimento e uma diminuição de secção transversal. Se for a extensão verificada, as dimensões transversais sofrerão uma diminuição correspondente a  $-\nu\varepsilon$ , então a relação entre  $\Delta L/L$  e  $\Delta S/S$  será:

$$\frac{\Delta S}{S} = 2 \times \nu \times \frac{\Delta L}{L} \quad (3)$$

Logo:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} \times (1 + 2 \times \nu) \quad (4)$$

Considerando a resistividade constante e  $\nu=0,3$ , obtém-se:

$$\frac{\Delta R}{R} = 1,6 \times \frac{\Delta L}{L} \quad (5)$$

Entretanto, na realidade, obtêm-se:

$$\frac{\Delta R}{R} = K \times \frac{\Delta L}{L} \quad (6)$$

Lembrando que:

$$\frac{\Delta L}{L} = \left(\frac{1}{K}\right) \times \frac{\Delta R}{R} = \varepsilon \quad (7)$$

Sendo que  $K = 1 + 2\nu$  é uma constante que depende do material utilizado na construção do extensômetro, e se designa por sensibilidade axial ou fator do extensômetro. (ANDOLFATO et al., 2004) Alguns valores de K podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores típicos de K

<b>K</b>	<b>Material</b>
2	Constantan (cobre–níckel)
3,2	Elinvar (ferro–cromo–molibdênio)
0,5	Manganin (cobre–níckel–manganês )

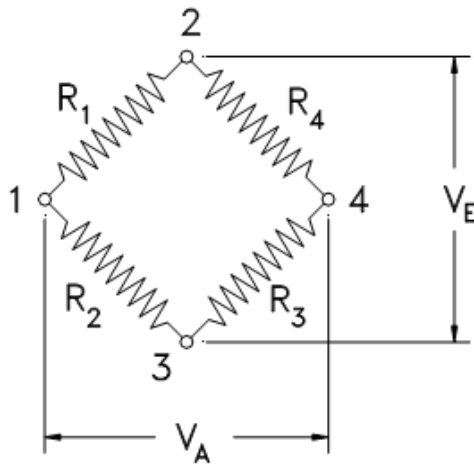
Fonte: ANDOLFATO – 2004

De acordo com Portela & Silva (2000), diversas aplicações exigem grande precisão e sensibilidade na medida da grandeza física da deformação e um arranjo elétrico que nos propicia estas características é chamada ponte de Wheatstone. Diversos tipos de transdutores são baseados em arranjos em ponte, dados sua simplicidade de uso.

## **2.2. PONTE DE WHEATSTONE**

As variações de resistência que ocorrem num extensômetro devido às deformações do elemento elétrico onde está colado são normalmente muito pequenas, para se detectar essas variações com maior precisão utiliza-se a montagem designada ponte de Wheatstone. A ligação em ponte de Wheatstone pode ser vista na Figura 2.

Figura 2 – Ponte de Wheatstone



Fonte: Portela & Silva – 2000

Os quatro braços da ponte contêm quatro resistências, R1 a R4. Se os nós (2) e (3) forem ligados a uma fonte de potência com voltagem conhecida ( $V_E$ ), aparecerá outra diferença de potencial ( $V_A$ ), entre os nós (1) e (4). O valor de ( $V_A$ ) depende dos quocientes entre resistências ( $R_1/R_2$ ) e ( $R_4/R_3$ ).

Tem-se então a seguinte equação:

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{R_1 \times R_3 - R_2 \times R_4}{(R_1 + R_2) \times (R_3 + R_4)}$$

A ponte de Wheatstone diz-se equilibrada quando se tem:

$$\frac{V_A}{V_E} = 0$$

Logo para a ponte ser equilibrada é necessário que se verifique que  $V_A = 0$ , ou seja,  $V_1 = V_4$ . Portanto pode-se escrever:

$$\frac{R_1}{R_1 + R_2} = \frac{R_4}{R_3 + R_4}$$

$$R_1 \times (R_3 + R_4) = R_4 \times (R_1 + R_2)$$

$$R_1 \times R_3 = R_4 \times R_2 \quad (8)$$

Partindo então do princípio que uma dada ponte de Wheatstone está equilibrada, qualquer variação de resistência em uma ou mais resistências da ponte, provocará uma diferença de potencial ( $V_A$ ) diferente de zero. Se for assumido, além disso, que a variação de resistência ( $\Delta R_i$ ) é muito inferior à própria resistência ( $R_i$ ), o que em geral é sempre válido, temos a seguinte relação:

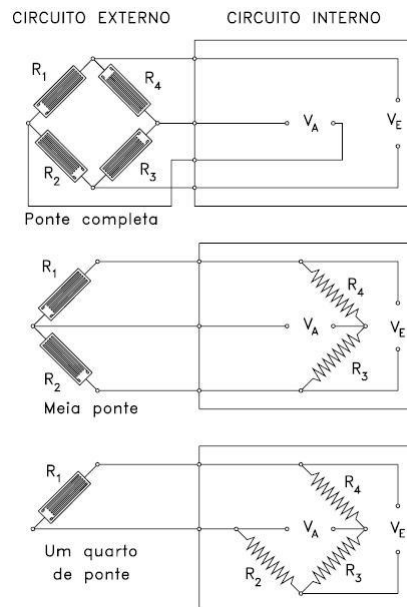
$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (9)$$

Ou então, através da equação (2) temos:

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (10)$$

Para a extensometria pode-se utilizar as pontes de Wheatstone três maneiras distintas, ponte completa, meia ponte ou um quarto de ponte, onde estas configurações dependem da quantidade de extensômetros usados na medição. Estas configurações podem ser visualizadas na Figura 3.

Figura 3 – Tipos de ponte de Wheatstone



Fonte: Portela & Silva – 2000

Em uma medição extensométrica sempre será considerado uma ponte completa, constituída por quatro resistências, as quais definem o tipo da montagem. No circuito externo, estão os extensômetros, onde as resistências estão sujeitas as deformações. No circuito interno estão às resistências que não sofrem deformação, necessárias para completar a ponte.

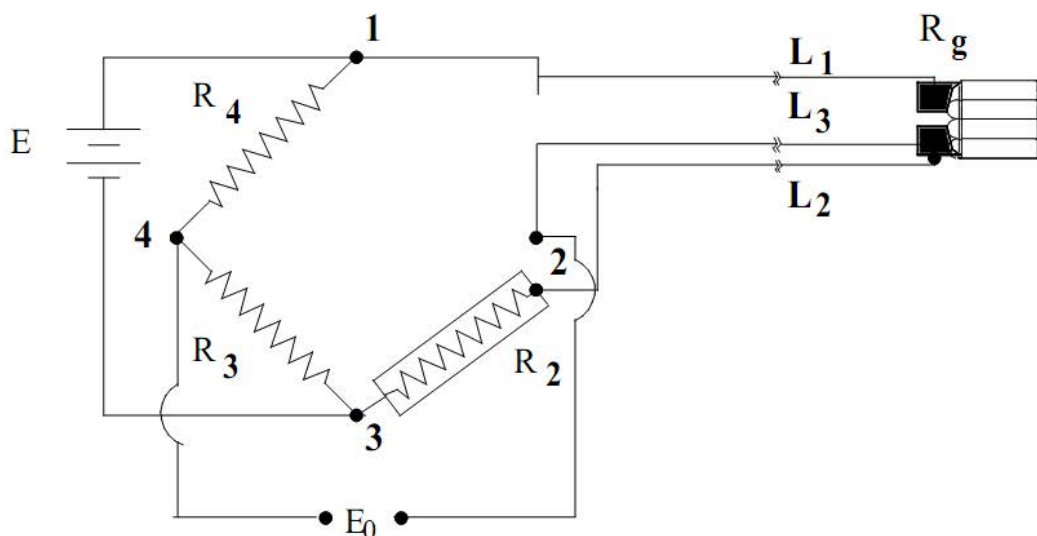
### 2.3. CIRCUITO EM $\frac{1}{4}$ DE PONTE

Segundo Hoffmann (1987), esta é a forma mais imediata de aplicação da ponte, em que dos quatro resistores necessários, um deles é o extensômetro ativo, cujas deformações deve-se medir.

Na prática, o emprego de apenas um extensômetro é necessário usar a técnica de  $\frac{1}{4}$  de ponte a três fios, pois, normalmente este extensômetro está longe da unidade de leitura e os outros três resistores que completam a ponte normalmente estão localizados internamente nesta unidade, com isso a resistência do comprimento do cabo acaba provocando a diminuição da sensibilidade do gage pois esta está suscetível a mudanças de temperatura. A utilização do terceiro fio minimiza o erro pelo efeito térmico o que torna esta configuração a mais adequada para aplicações em análise experimental em estruturas ou peças mecânicas.

Figura 4 – Ligação em  $\frac{1}{4}$  de ponte a 3 fios

**1/4 de ponte com 3 fios**



Fonte: Portela & Silva – 2000

## 2.4. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Muitas vezes no cotidiano do engenheiro não é viável e nem possível analisar estruturas em geral apenas com os conhecimentos adquiridos em resistência dos materiais, pois o objeto de estudo pode ter grandes dimensões e muitas variáveis aplicadas.

Por essa razão uma das opções é uso do método dos elementos finitos, o qual calcula computacionalmente importantes informações necessárias para a aprovação ou reprovação de um equipamento.

Essa ferramenta não resulta em valores exatos, como nos casos aprendidos durante a formação de um profissional em engenharia, porém possibilita resultados com excelentes aproximações que podem ser usadas nas tomadas de decisões exigidas nesse tipo de trabalho.

Segundo Alves Filho (2000), pode-se dizer que o Método dos Elementos Finitos é um Método Aproximado de Cálculo de Sistemas Contínuos, no qual a estrutura a ser estudada é dividida em um número finito de partes (chamadas de elementos) as quais são conectadas entre si pelos chamados nós (os quais juntos com os elementos constituem a malha), que são pontos onde

serão calculadas as informações necessárias para serem extrapoladas e definirem a condição do modelo.

Os elementos utilizados neste trabalho foram principalmente do tipo SHELL (casca), tipo BEAM (viga) e tipo SOLID (sólido). A diferença fundamental desses tipos de elementos na modelagem é a quantidade de informações geométricas que são inseridas no modelo. No tipo SHELL é modelada duas dimensões, representado uma área, e deve ser informado como dado a espessura da região da estrutura modelada. Para o tipo BEAM, é modelado apenas o comprimento da região, e deve ser informado como dados as outras características geométricas. Já no caso do tipo SOLID, são informadas as informações referentes às três dimensões da região.

O parâmetro inicial calculado nos nós é o deslocamento, realizado através de matrizes e leis simplificadas, a fim de obter uma solução aproximada. Com posse desses valores é possível calcular tensões e deformações presentes na estrutura.

A qualidade das informações obtidas por esse método depende muito da confecção do modelo, como por exemplo, a malha, a qual se for muito grosseira e irregular não fornece resultados confiáveis, porém em contrapartida, malhas exageradamente refinadas podem resultar em um acúmulo considerável de erros matemáticos provenientes de cada elemento.

Também é importante que o modelo represente corretamente as condições de contorno e carregamentos sofridos pelo equipamento, pois pode haver grandes concentrações de tensões decorrentes em restrições geométricas as quais podem estar presentes tanto no modelo quanto na condição real do equipamento.

Além das informações citadas, é importante que as propriedades mecânicas consideradas no cálculo estejam de acordo com as propriedades presentes na estrutura, pois um valor de tensão considerável admissível para um material pode não ser para outro.

### 3. DESENVOLVIMENTO

O estudo pelo método dos elementos finitos permite determinar o comportamento estrutural de componentes de formas complexas, utilizando o software adequado. Porém para a correta utilização dos softwares de análise estrutural, é necessário ter o conhecimento das propriedades mecânicas dos componentes, tais como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, massa específica e dimensões do equipamento utilizado. É necessário também conhecer os carregamentos atuantes na estrutura, tais como, forças, pressões e cargas gravitacionais assim como as condições de contorno. Portanto quando se tem o conhecimento preciso destes itens é possível determinar as regiões mais solicitadas e o comportamento da estrutura.

#### 3.1. CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

As características principais do equipamento são:

- Capacidade de projeto ..... = 13.000 t/h
- Material a transportar ..... = Minério de ferro
- Densidade do material ..... = 2,7 t/m<sup>3</sup>
- Velocidade da esteira ..... = 4,0 m/min
- Altura Total ..... = 39,5 m
- Comprimento total..... = 88,7 m

A estrutura analisada é composta de perfis e chapas metálicas, mastro, contrapeso, carros e lança basculante com variação máxima na inclinação de 15° e mínima de -13,5°. Os desenhos utilizados como referências foram os desenhos de projeto da estrutura.

A análise estrutural foi executada através do método dos elementos finitos com o programa COSMOS-M. Todas as dimensões consideradas baseiam-se nos desenhos de projeto da estrutura.

A estrutura é modelada de forma que o plano XZ define a base do equipamento e o eixo Y define a altura.

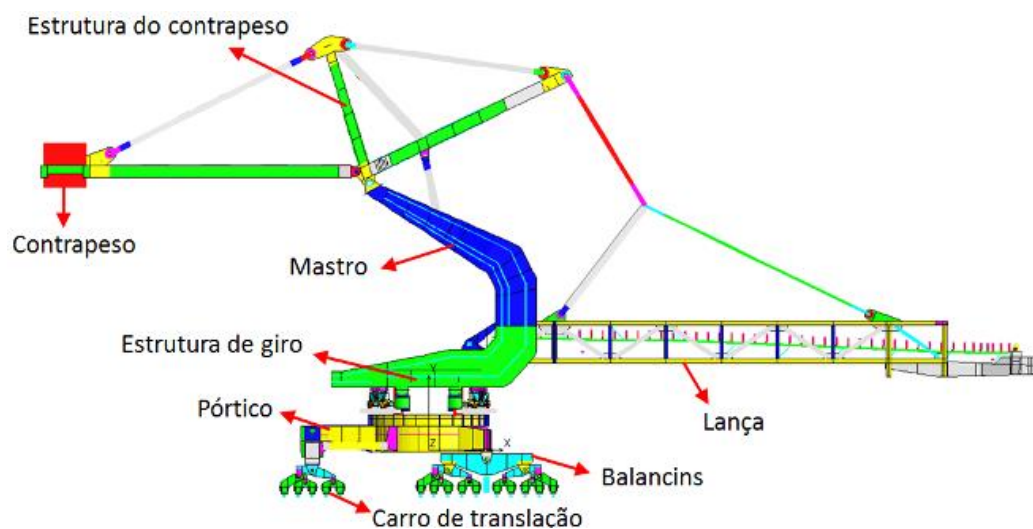


No modelo global da estrutura foram utilizados elementos de casca quadrilaterais (SHELL4), elementos rígidos (RBAR), elementos de viga tridimensionais (BEAM3D) e elementos de massa concentrada (MASS), todos com seis graus de liberdade por nó, e elementos sólidos (SOLID) com três graus de liberdade por nó, num total de 258.355 nós e 252.687 elementos. As condições de contorno consideradas são restrições da translação na direção vertical ao trilho nos nós centrais de todos os eixos que representam as rodas dos truques de translação, travamento da translação longitudinal ao trilho nos com motor e travamento da translação na direção transversal ao trilho nas rodas esquerdas da estrutura.

Os principais componentes estruturais do equipamento são:

- Contrapeso
- Estrutura do contrapeso
- Mastro
- Estrutura de giro
- Lança
- Pórtico
- Balancins
- Carro de translação

Figura 5 – Modelo da empilhadeira – Componentes Estruturais



Fonte: Próprio autor

### 3.2. CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS

As principais características dos materiais empregados são as seguintes:

#### Aço ASTM A36:

Módulo de elasticidade: $E$ .....	200 GPa
Tensão de escoamento: $\sigma_y$ .....	250 MPa
Tensão de ruptura: $\sigma_{rup}$ .....	350 MPa
Densidade: $\rho$ .....	7.800 kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson: $\nu$ .....	0,3

$$\text{Cálculo da tensão admissível : } \sigma_a (FEM) = 250 / 1,5 = 166,7 \text{ MPa}$$

#### Aço USI SAC 350:

Módulo de elasticidade: $E$ .....	200 GPa
Tensão de escoamento: $\sigma_y$ .....	350 MPa
Tensão de ruptura: $\sigma_{rup}$ .....	500 a 650 MPa
Densidade: $\rho$ .....	7.800 kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson: $\nu$ .....	0,3

$$\text{Cálculo da tensão admissível: } \sigma_a (FEM) = 350 / 1,5 = 233,3 \text{ MPa}$$

### 3.3. CARREGAMENTOS

Os carregamentos considerados são apresentados a seguir:

LC1 – Peso próprio

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Tabela 2 – Massas dos componentes estruturais:

<b>ITEM</b>	<b>MASSA [kg]</b>	<b>ITEM</b>	<b>MASSA [kg]</b>
<b>Mastro</b>	<b>3,24E+05</b>	<b>Contrapeso</b>	<b>2,96E+05</b>
Parte Superior	115217	Concreto	294635
Parte Inferior	143014	Plataformas	826
Plataformas do mastro	23247	<b>Elementos de massa</b>	<b>2,59E+04</b>
Base de acionamento de giro	13305	<b>Tirantes Lança</b>	10530
Suporte de acionamento	17039	<b>Base de acionamento do TC</b>	5116
Trava p/ manutenção do cilindro	4167	<b>Cabine roda</b>	6787
Plataforma superior	1612	<b>Chute nº 2</b>	1834
Escada	756	<b>Chute nº 3</b>	1584
Articulação	5820	<b>Tirantes do Balancim</b>	<b>3,35E+04</b>
<b>Lança</b>	<b>1,08E+05</b>	Plataforma	554
Lança Estrutura	79900	<b>Estrutura Contrapeso</b>	<b>1,22E+05</b>
Estrutura de esticamento	5893	Estrutura	1,17E+05
Detalhe esticamento da correia	7175	Plataforma	9,54E+02
Lança suporte rolos	3900	Passadiço	4,12E+03
Passadiço Lança	8617	<b>Tirante de suspensão da lança</b>	<b>2,36E+04</b>
Lona: 122,14 m x 2,2 m x 9,7kg/m <sup>2</sup>	2606	<b>Cilindro Basculante da Lança</b>	<b>70</b>
<b>Viga porta roda de Caçamba</b>	<b>2,13E+04</b>	<b>Tambor de acionamento</b>	<b>5946</b>
<b>Rolete de carga</b>	<b>6021</b>	<b>Roda de Caçamba</b>	<b>6,48E+04</b>
<b>Truque de giro</b>	<b>5,91E+04</b>	Caixas	1651
<b>Carro</b>	<b>3,13E+05</b>	Diafragma	3994
Transferência central	10722	Eixo da roda de caçamba	6910
Tremonha	4090	Caçamba	13937
Mesa de impacto	4420	Motor Acionamento	15750
Acionamento de giro	4505	Corpo da roda	12561
Passadiço	4505	Chute da roda	10000
Plataformas do carro	7171	<b>Rolete retorno</b>	<b>7,43E+02</b>
Estrutura do carro	239150	<b>Tambor de desvio</b>	<b>1,00E+04</b>
Anel de giro	38183	<b>Tambor de descarga</b>	<b>3,83E+03</b>
<b>Truque de translação</b>	<b>1,73E+05</b>	<b>TOTAL</b>	<b>1,59E+06</b>

Peso próprio:  $P = 1,590E+06 \times 9,81 = 15.597,9 \text{ kN}$

LC2 – Carga do produto

Capacidade de trabalho = 13.000 t/h = 3611 kg/s

Velocidade da correia = 4,0 m/s

Comprimento do transportador = 52,9 m

$F_p = (\text{Capacidade} \times 9,81) \times \text{comp. transportador} / \text{vel. correia}$

$F_{p_{LANCA}} = (3611 \times 9,81 \times 52,9) / 4,0 = 468,5 \text{ kN}$

A distribuição percentual da carga de produto por roletes é apresentada na Figura 6.

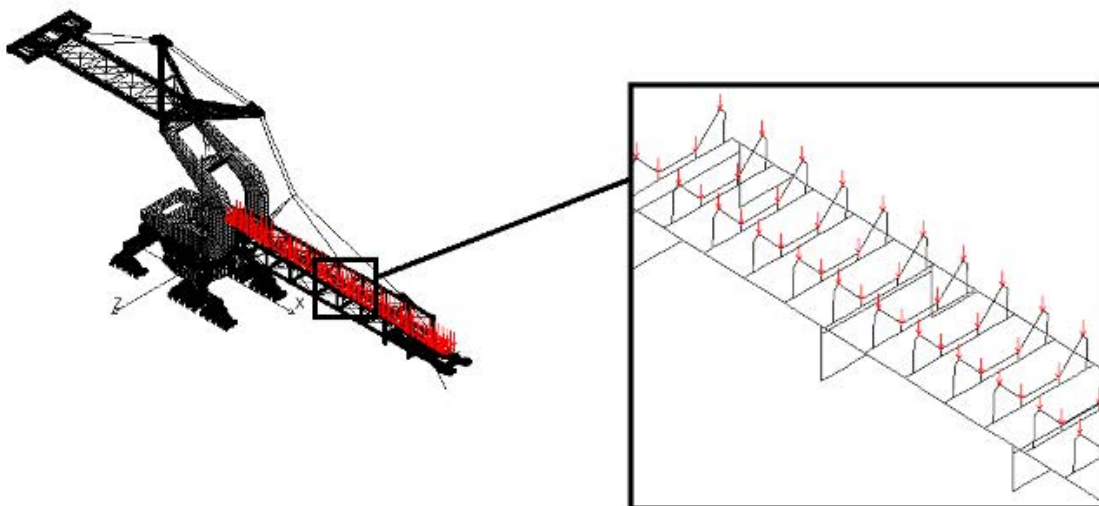
Figura 6 – Configuração da distribuição de forças nos roletes de carga.



Fonte: Próprio autor

Abaixo segue uma imagem da carga de produto aplicada no modelo de elementos finitos.

Figura 7 – Configuração da distribuição de forças nos roletes de carga.



Fonte: Próprio autor

LC3 – Carga de vento na direção “X” (Total = 5,13e7 N)

Os ventos considerados nesta análise estão de acordo com a norma NBR 6123.

Segundo o mapa de isopleias apresentado na norma, a região de Carajás tem uma velocidade de vento média ( $V_o$ ) de aproximadamente 30 m/s.

O equipamento está localizado em um terreno plano, e por essa razão o fator topográfico ( $S_1$ ) da estrutura é de 1,00.

Por se tratar de um pátio de estocagem para minério que será exportado via naval. A região considerada é uma zona costeira plana, que encaixa o equipamento na Categoria II da norma. Como a maior dimensão da estrutura é maior que 50 m, segundo a norma deve se considerar a Classe C. A altura do equipamento é aproximadamente de 40 m.

Com esses dados e com a Tabela 2 da norma (localizada na página 10 da NBR 6123/1988) é possível estimar o fator  $S_2$ , com o valor de 1,09.

Por se tratar de uma instalação industrial com baixo fator de ocupação, o fator estatístico ( $S_3$ ) que é de 0,95.

A partir dos dados descritos, é possível calcular a pressão dinâmica para o equipamento.

$$\text{Para Carajás, } V_o = 30\text{m/s} = 108 \text{ km/h}$$

$$S_1 = 1,00$$

$$S_2 = 1,09 \text{ (Cat. II, Classe C, alt. 40 m)}$$

$$S_3 = 0,95$$

$$V_k = V_o \times S_1 \times S_2 \times S_3 = 31,065 \text{ m/s}$$

$$q = 0,613 V_k^2 = 0,613 \times (31,065)^2$$

$$q = 591,6 \text{ N/m}^2$$

Com posse da pressão dinâmica e dos coeficientes de força, disponíveis na Tabela 12 da norma (localizada na página 25 da NBR 6123/1988) é possível calcular as forças referentes ao vento em cada perfil da estrutura. Para calcular a força em vigas é necessário o seguinte cálculo.

Carga linear aplicada nos elementos de viga = Pressão ( $q$ ) x Fator (conforme perfil) x altura da seção do perfil.

Elementos de viga:

Tabela 3 – Fatores e cargas totais aplicadas.

<b>Descrição</b>	<b>Seção</b>	<b>Fator</b>	<b>Pressão [N/m]</b>	<b><math>\Sigma</math>Comp [m]</b>	<b><math>\Sigma</math>Força [N]</b>
Beam 1/2 cvs 300 x 94	0,3	2,5	443,67	67,12	2,978E+04
L 63,5 x 63,5 x 6,35	0,0635	2,1	78,89	148	1,168E+04
Beam 1/2 cvs 350 x 98	0,35	0,9	186,34	12,96	2,415E+03
L 127 x 127 x 9,53	0,127	2,1	157,77	127,7	2,015E+04
CVS 600 x 210	0,21	0,9	111,81	22,37	2,501E+03
Viga C 203,2 x 101,6 x 9,53	0,1016	0,6	36,06	13,04	4,702E+02

Elementos de casca:

Tabela 4 – Fatores e cargas totais aplicadas

<b>Descrição</b>	<b>Fator</b>	<b>Pressão [N/m<sup>2</sup>]</b>	<b><math>\Sigma</math>Área [m<sup>2</sup>]</b>	<b><math>\Sigma</math>Força [N]</b>
Lança	2,05	1212,7	47,37	5,745E+04
Viga roda caçamba	2,05	1212,7	16,13	1,956E+04
Truck giro	2,05	1212,7	7,872	9,546E+03
Carro	2,05	1212,7	42,96	5,210E+04
Truck translação	2,05	1212,7	44,68	5,418E+04
Estrutura contrapeso	2,05	1212,7	55,49	6,729E+04
Mastro	2,05	1212,7	140,2	1,700E+05
Bloco do contrapeso	2,05	1212,7	41,88	5,078E+04
Roda de caçamba	2,05	1212,7	17,00	2,062E+04

LC4: Carga de vento na direção “Z” (Total = 8,65e5 N)

$$q = 591,6 \text{ N/m}^2 \text{ (Mesmas considerações do LC3)}$$

Elementos de viga:

Tabela 5 – Fatores e cargas totais aplicadas.

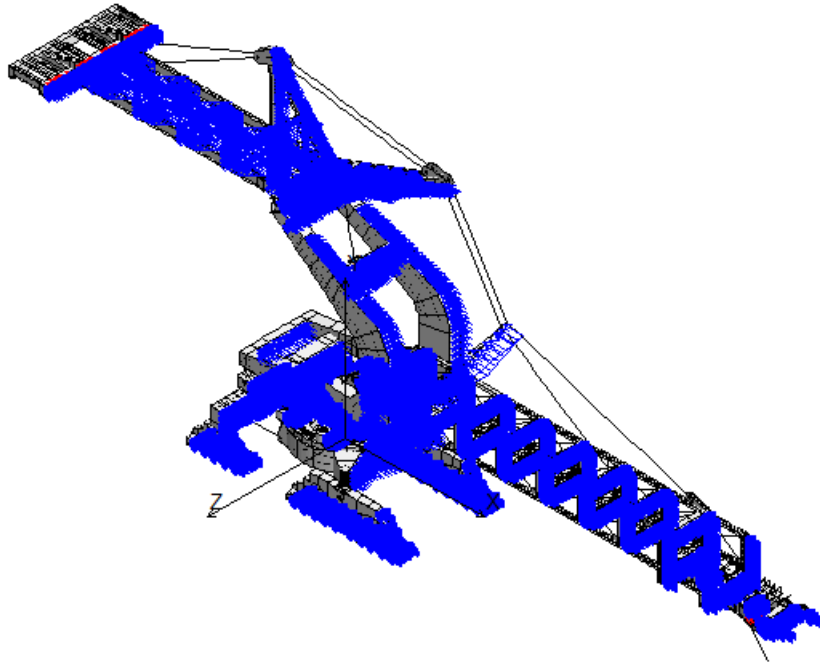
Descrição	Seção	Fator	Pressão [N/m]	$\Sigma$ Comp [m]	$\Sigma$ Força [N]
Viga C 203,2 x 17,1	0,2032	2,5	300,52	88,63	2,663E+04
Viga I – CS 300 x 149	0,3	1,6	283,95	9,047	2,569E+03
Viga C 6" x 15,6 kg	0,05789	0,6	20,55	21,75	4,469E+02
L 76,2 x 76,2 x 9,53	0,0762	2,1	94,66	29,75	2,816E+03
2L 101,6 x 9,53 mm	0,1016	1,75	105,18	206,3	2,170E+04
2L 203,1 x 15,88 mm	0,2031	1,75	210,26	62,25	1,309E+04
perfil Box – 500 x 75	0,5	2,05	606,36	61,91	3,754E+04
Viga I 245 x 420 x 25 x 1	0,42	2,05	509,34	25,9	1,319E+04
Viga I 245 x 220 x 25 x 1	0,22	2,05	266,80	42,96	1,146E+04
Viga I 800 x 384 x 25 x 16	0,8	2,05	970,17	24,17	2,345E+04

Elementos de casca:

Tabela 6 – Fatores e cargas totais aplicadas

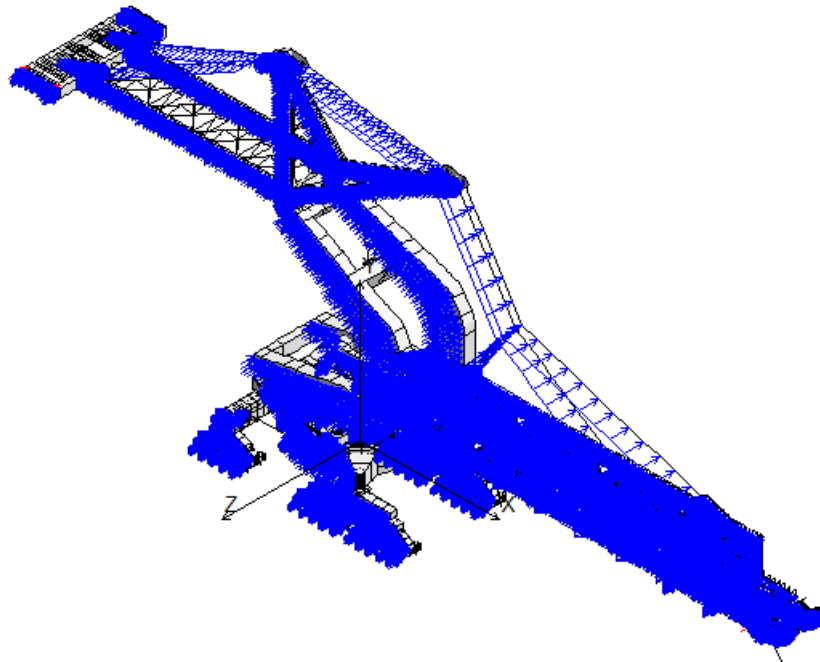
Descrição	Fator	Pressão [N/m <sup>2</sup> ]	$\Sigma$ Área [m <sup>2</sup> ]	$\Sigma$ Força [N]
Lança	2,05	1212,7	94,12	1,141E+05
Viga roda caçamba	2,05	1212,7	31,08	3,769E+04
Truck giro	1	591,6	4,186	2,476E+03
Carro	2,05	1212,7	40,15	4,869E+04
Truck translação	2,05	1212,7	53,58	6,498E+04
Estrutura contrapeso	2,05	1212,7	121,8	1,477E+05
Mastro	2,05	1212,7	191,5	2,322E+05

Figura 8 – Modelo de elementos finitos – Vento em “X” (LC3).



Fonte: Próprio autor

Figura 9 – Modelo de elementos finitos – Vento em “Z” (LC4).



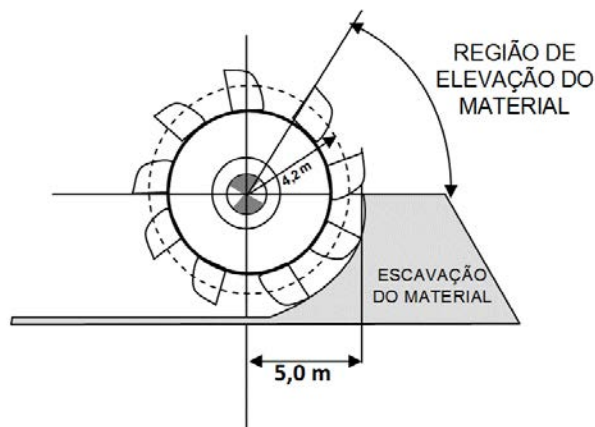
Fonte: Próprio autor



### LC5: Carga de escavação

A carga de escavação é calculada de acordo com a norma NBR 8800–2008, e seu cálculo é descrito abaixo:

Figura 10 – Roda de caçambas, dimensões utilizadas para cálculo



Fonte: Próprio autor

Dados:

Rotação por minuto (rpm) = 4,5 rpm

Número de caçambas (nc) = 9

- Carga devido ao material na caçamba (capacidade de projeto)

Capacidade de projeto (Q) = 13000 t/h

Número de caçambas por hora (Qc)

$$Q_c = rpm \times nc \times 60 = 2430 \text{ caçambas/h}$$

Massa do material por caçamba (Mc):

$$M_c = \frac{Q}{Q_c} \times 1,5 = \frac{13000}{2430} \times 1,5 = 8,02 \text{ t/caçambas}$$

Carga devido o material na caçamba (LLc):

$$LLc = Mc \times \frac{nc}{4} = 8,02 \times \frac{9}{4} = 18,06 t$$

- Carga decorrente do processo de escavação (capacidade de projeto)

Potencia nominal do motor= 543,85 CV

Raio médio da roda de caçambas (R) = 4,2 m

Raio externo da roda de caçambas (R) = 5,0 m

Rotação do motor (nr)= 4,50 rpm

Rendimento ( $\eta r$ ) = 0,90

Ângulo da carga = 45°

Momento para elevar o material na caçamba ( $M_{elev.}$ ):

$$Melev. = LLc \times R \times \cos 45^\circ = 53,62 t \cdot m$$

Momento do motor da roda de caçamba ( $Mmr$ ):

$$Mmr = 0,7162 \times \frac{Pmr}{nr} \times \eta r$$

$$Mmr = 0,7162 \times \frac{543,85}{4,5} \times 0,90 = 77,90 t \cdot m$$

Carga de escavação (OL):

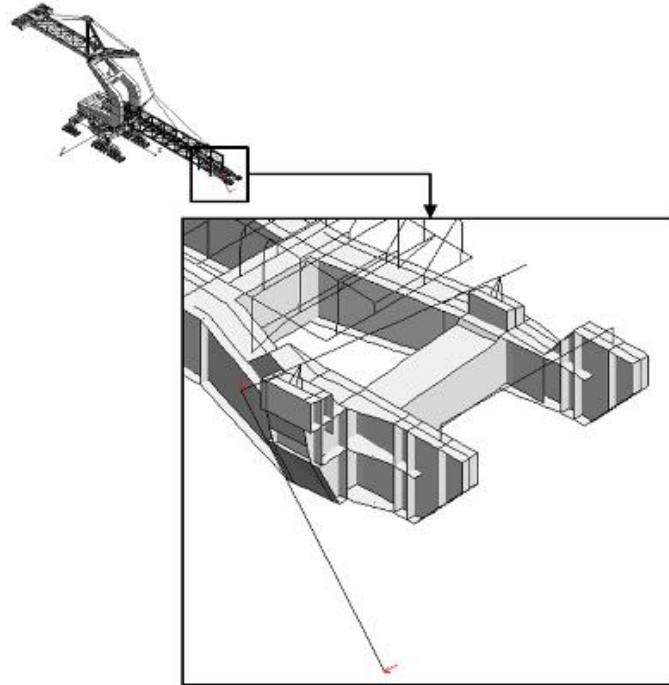
$$OL = \frac{(Mmr - Melev.)}{Raio\ externo} \quad OL = \frac{(77,90 - 53,62)}{5,0} = 4,86 t$$

Força de escavação aplicada ( $F_{esc.}$ ):

$$F_{esc.} = 4,86 \times 1000 \times 9,81 = 47,635 kN$$

$$F_{esc. lateral} = 47,635 \times 0,707 = 33,68 kN$$

Figura 11 – Roda de caçambas – Localização da carga Aplicada



Fonte: Próprio autor

**Cálculo utilizado para obtenção das cargas relativas ao vento de operação a partir das aplicadas considerando-se o do vento de sobrevivência:**

$$V_{0 \text{ sobr.}} = 108 \text{ km/h} = 30 \text{ m/s (Vento de sobrevivência)}$$

$$V_{0 \text{ oper.}} = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s (Vento de operação)}$$

Para a determinação das forças estáticas devidas ao vento, as velocidades básicas do mesmo são multiplicadas pelos fatores S1, S2 e S3 para ser obtida a velocidade característica do vento  $V_k$ . A velocidade característica é utilizada para a determinação da pressão dinâmica através da seguinte expressão:

$$q = 0,613 V_k^2$$

Como os fatores S1, S2 e S3 não são alterados, pois se trata do mesmo equipamento, pode-se estabelecer um fator de relação entre as velocidades do vento de operação e de sobrevivência. Sendo as pressões dinâmicas ( $q$ ) da seguinte forma:

$$q_{oper} = 0,613 \times (V_{0_{oper}} \times S_1 \times S_2 \times S_3)^2$$

$$q_{sobr.} = 0,613 \times (V_{0_{sobr.}} \times S_1 \times S_2 \times S_3)^2$$

$$\text{Fator} = q_{oper} / q_{sobr.}$$

$$\text{Fator} = (V_{oper})^2 / (V_{0_{sobr.}})^2$$

$$\text{Fator} = (22,22)^2 / (30)^2$$

$$\text{Fator} = 0,55$$

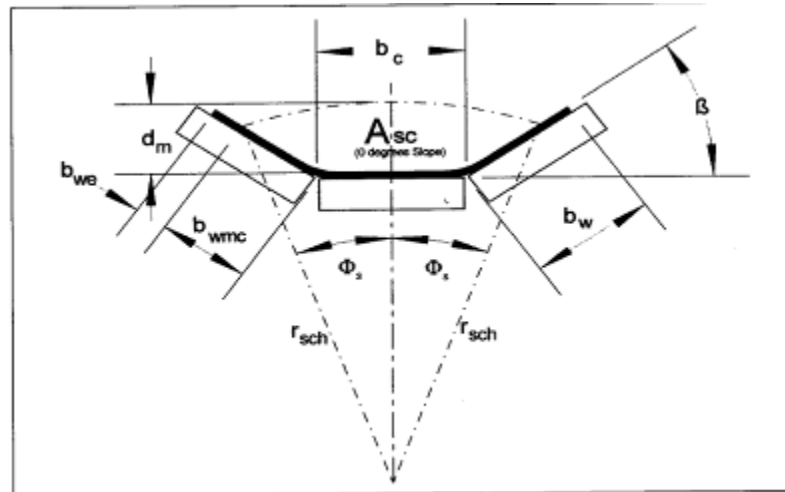
O fator de 0,55 é utilizado para todos os casos que consideram o vento de sobrevivência.

**Cálculo utilizado para obtenção das cargas considerando-se capacidade máxima da correia a partir das cargas para capacidade de projeto:**

Tabela 7 – Dados da capacidade de transporte:

Largura da correia	2200 mm
Ângulo de acomodação	20°
Ângulo entre os roletes	45°
Comprimento do rolete central	680 mm
Velocidade	4,00 m/s
Massa específica	2700 kg/m <sup>3</sup>
Capacidade de projeto	11600 t/h
Fator de incrustação	1,00

Figura 12 – Área total da correia carregada seguindo a distância padrão à borda.



Fonte: CEMA – 2006

Tabela 8 – Capacidades consideradas

Condição de operação	Capacidade máxima	Capacidade atual
Capacidade [t/h]	24432	13000
Borda [mm]	143,9	387,7
Área transversal [mm]	0,63	0,33
Carga linear [kg/m]	1696,7	902,8

Fator = Carga linear<sub>cap.máx.</sub> / carga linear<sub>cap.atual.</sub>

Fator = 1696,7 / 902,8

Fator

=

1,88

**Carregamentos Combinados:****Casos de carga operacionais:**

$$LC51 = LC1 \times 1 + LC2 \times 1 + LC5 \times 1$$

LC51 = Peso próprio + Produto (Capacidade atual) + Carga de escavação.

$$LC52 = LC1 \times 1 + LC2 \times 1 + LC3 \times 0,55 + LC5 \times 1$$

LC52 = Peso próprio + Produto (Capacidade atual) + Vento em "X" (operação) + Carga de escavação.

$$LC53 = LC1 \times 1 + LC2 \times 1 + LC4 \times 0,55 + LC5 \times 1$$

LC53 = Peso próprio + Produto (Capacidade atual) + Vento em "Z" (operação) + Carga de escavação.

**Casos de carga eventuais:**

$$LC54 = LC1 \times 1 + LC2 \times 1,92 + LC3 \times 0,55 + LC5 \times 1$$

LC54 = Peso próprio + Produto (capacidade máxima da correia) + Vento em "X" (operação) + Carga de escavação.

$$LC55 = LC1 \times 1 + LC2 \times 1,92 + LC4 \times 0,55 + LC5 \times 1$$

LC55 = Peso próprio + Produto (capacidade máxima da correia) + Vento em "Z" (operação) + Carga de escavação.

$$LC56 = LC1 \times 1 + LC3 \times 1$$

LC56 = Peso próprio + Vento em "X" (sobrevivência).

$$LC57 = LC1 \times 1 + LC4 \times 1$$

LC57 = Peso próprio + Vento em "Z" (sobrevivência).

## Hipóteses Testadas para identificar as causas das trincas

Além dos carregamentos citados, foram testadas outras hipóteses para verificar as causas das trincas observadas em campo, são elas:

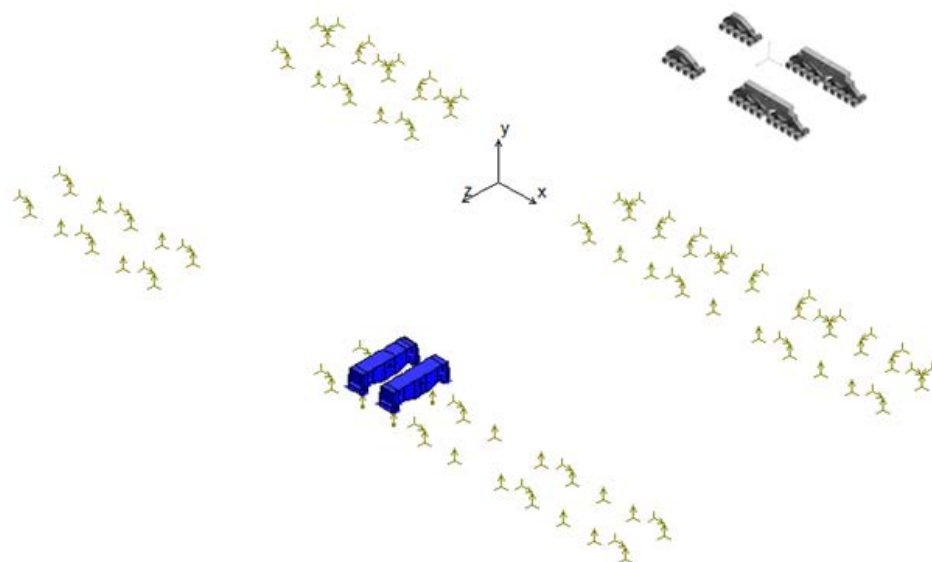
- Desalinhamento + Desnívelamento:

Desalinhamento na direção longitudinal somado a um desnívelamento de altura (30 mm em ambas as direções). Representa a estrutura submetida há uma diferença de altura entre os trilhos e transladada por poucos motores motrizes de apenas um lado, em conjunto com os carregamentos mais críticos.

- Desnívelamento de 2 Truques:

Desnívelamento de altura em apenas dois truques de um mesmo Balancim (30 mm). Representa o procedimento de macaqueamento realizado nas manutenções do equipamento. Os carros elevados considerados na simulação podem ser visualizados na Figura 13.

Figura 13 – Truques com deslocamento aplicado – Desnívelamento de 2 Truques.



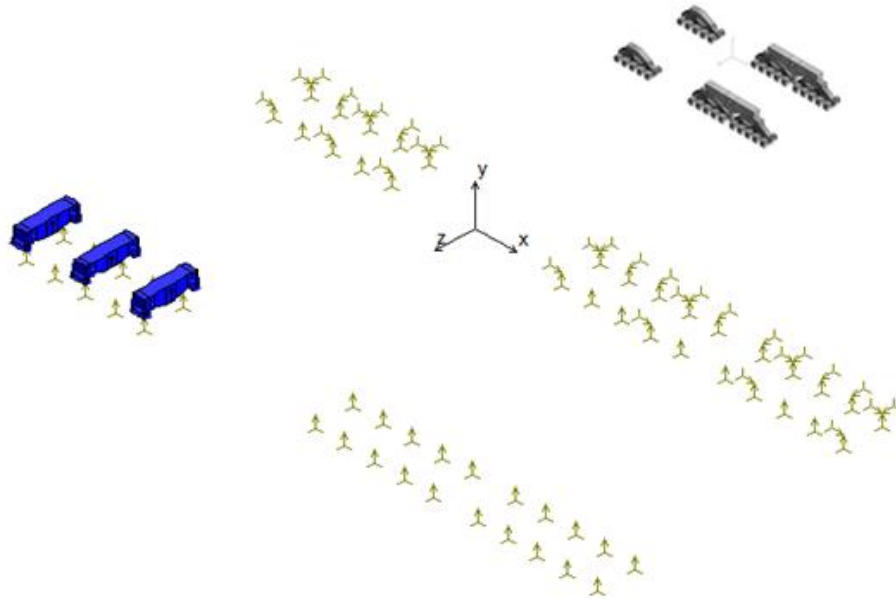
Fonte: Próprio autor

- Desalinhamento aplicado em 3 Truques:

Desalinhamento longitudinal de apenas três truques Motrizes com travamento longitudinal em todos os truques motrizes do lado oposto (30 mm). Representa a estrutura sendo transladada

por poucos motores motrizes. Os carros que movimentam o equipamento nesta simulação podem ser visualizados na Figura 14.

Figura 14 – Truques com deslocamento aplicado – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.



Fonte: Próprio autor



### 3.4. METODO PARA DETERMINAÇÃO DAS MASSAS NÃO ESTRUTURAIS

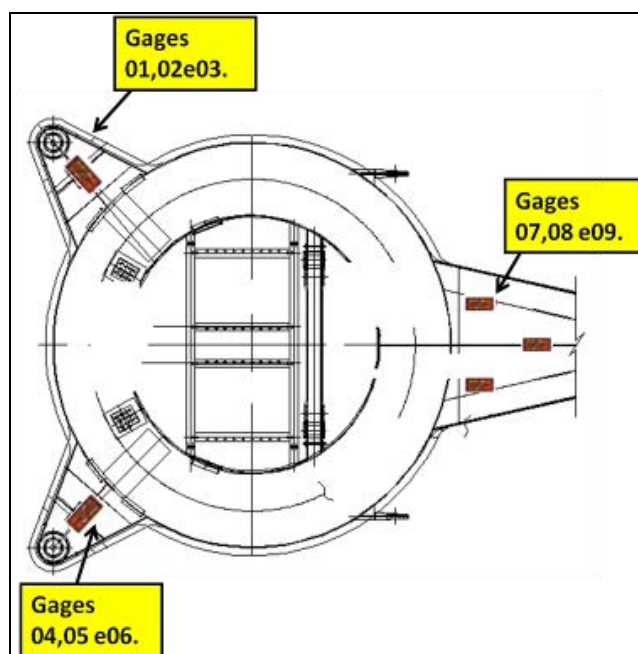
Para determinar as massas não estruturais, que são as não contempladas nos desenhos técnicos e as decorrentes de incrustações no equipamento, foi necessário realizar uma medição extensométrica.

Colando os gages em locais específicos do pórtico e medindo as deformações provenientes de determinadas movimentações é possível comparar com as deformações do modelo de elementos finitos, e assim ir acrescentado massas no modelo até as deformações estarem próximas.

Por não ser possível retirar as deformações oriundas do peso próprio da estrutura na medição extensométrica é necessário a movimentação citada acima. A comparação Teórico x Experimental é realizada pela comparação das variações das deformações decorrentes dessas movimentações.

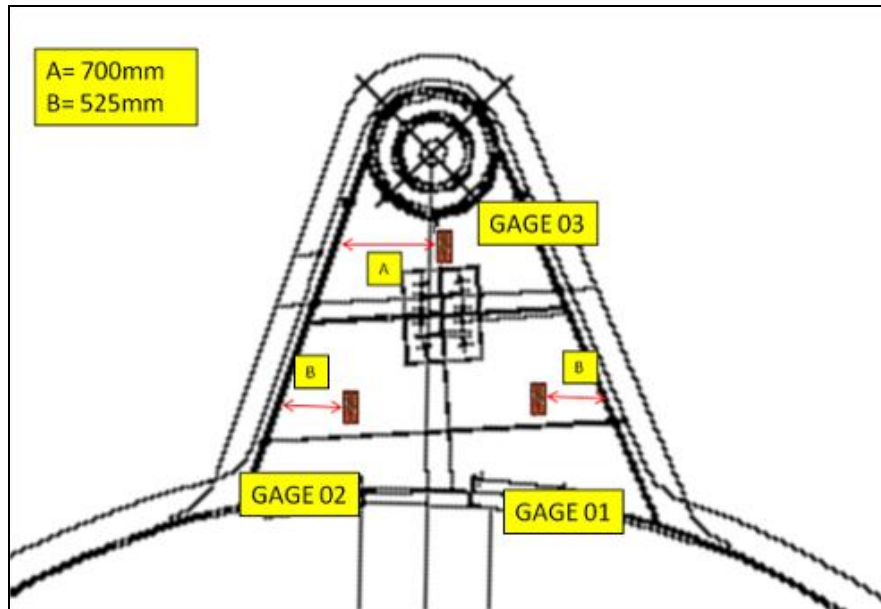
Segue abaixo a localização dos gages para qual foi efetuada a comparação Teórica x Experimental.

Figura 15 – Posição dos strain gages 1 ao 9 na parte inferior do equipamento.



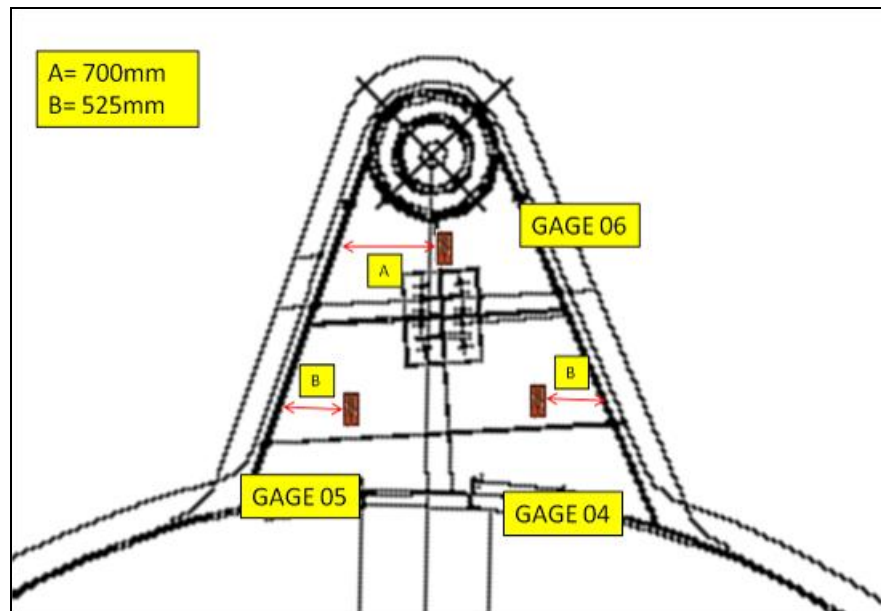
Fonte: Próprio autor

Figura 16 – Localização dos gages nº01,02 e 03.



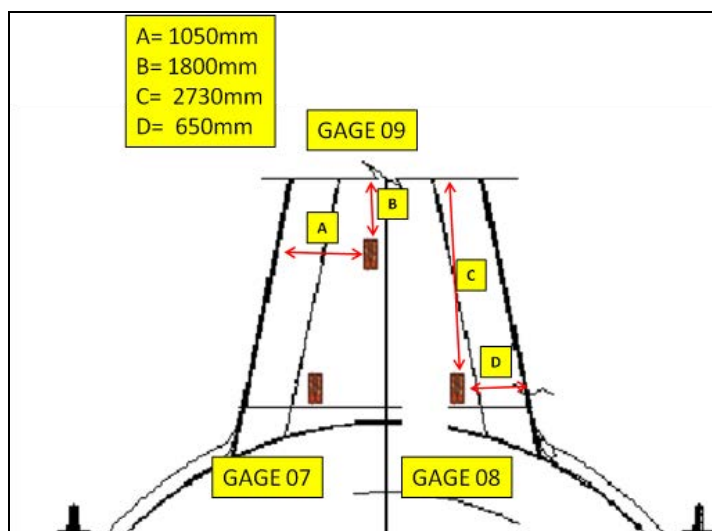
Fonte: Próprio autor

Figura 17 – Localização dos gages nº04,05 e 06.



Fonte: Próprio autor

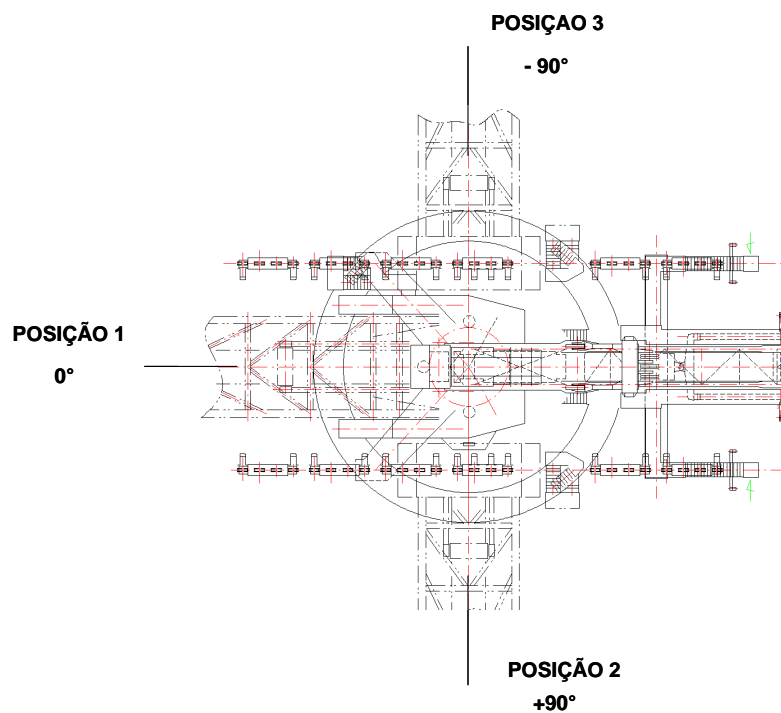
Figura 18 – Localização dos gages nº07,08 e 09.



Fonte: Próprio autor

Para a execução dos procedimentos o equipamento foi disponibilizado em operação assistida após o término da parada de manutenção.

Figura 19 – Posições de giro da lança



Fonte: Próprio autor

Após a colagem de todos os strain gages e efetuada a conexão dos mesmos com o equipamento de aquisição de dados os gages foram calibrados na posição de referência 01, com a inclinação da lança a 0°.

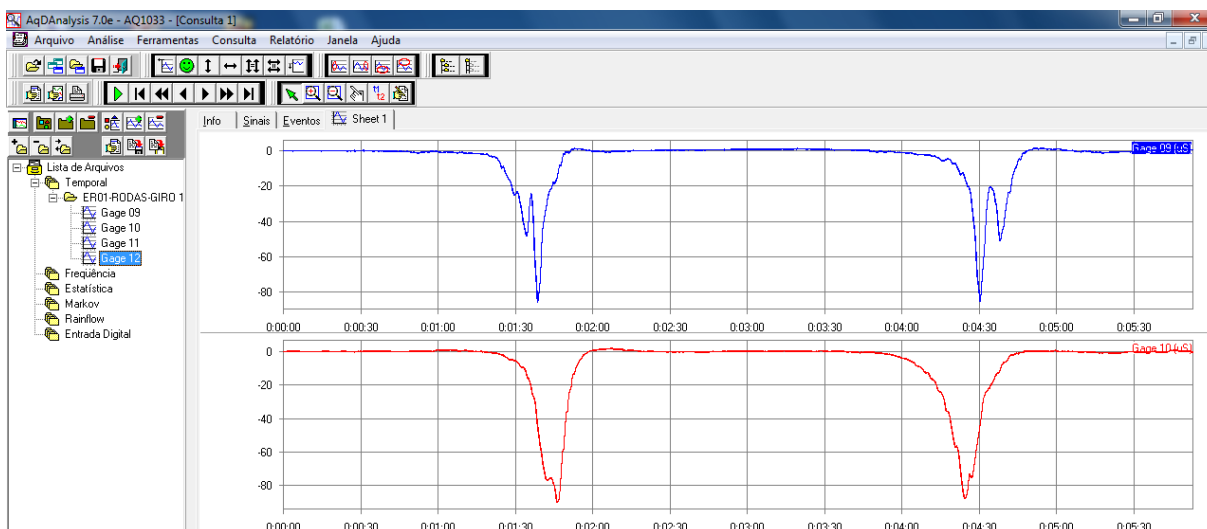
A medição considerando a rotação da lança é efetuada da seguinte maneira, inicialmente se coloca na posição de referência (posição 01), gira-se até a posição 02 (estabilização), gira-se até a posição 01 (estabilização), gira-se da lança até a posição 03 (estabilização) e retorna-se para a posição de referência (posição 01). Então se trasladou cerca de 60m e repetiu-se os procedimentos anteriores.

### **3.5. METODOLOGIA EXPERIMENTAL:**

A análise experimental é executada através do monitoramento das deformações estruturais do pórtico da Empilhadeira/Recuperadora, executada com o sistema de aquisição de dados modular ADS 2000, extensômetros unidirecionais PA-06-250BA-120L, software de aquisição de sinais AqDados versão 7.02 e software de análise de sinais AqDAnalysis 7.

Desta forma a aquisição das medidas de deformação foi executada em ligação do tipo  $\frac{1}{4}$  de ponte com 3 fios, sendo utilizados 4 canais do equipamento de aquisição, com a aplicação de 5 V por canal. A frequência de amostragem utilizada foi de 100 Hz e o ensaio teve duração total de 5 minutos e 53 segundos obtendo-se 35.325 amostras por canal. Na figura 3.16 é apresentada uma imagem do software de análise de sinais AqDAnalysis 7.

Figura 20 – Interface do software AqDAnalysis 7.



Fonte: Acervo CEMEF

### 3.6. TEÓRICO X EXPERIMENTAL:

O comparativo é efetuado através da reprodução da condição de ensaio no modelo de elementos finitos. Na primeira etapa o modelo de elementos finitos da ER foi posicionado nas três posições citadas na Figura 19. Então se processa uma análise estática considerando apenas o peso próprio da estrutura, pois o ensaio extensométrico foi realizado sem produto e em um dia com uma baixa velocidade de vento.

Então é necessário ler na região em que os gages foram colados os valores das deformações obtidas. Com esses valores é possível calcular a variação das deformações decorrentes das movimentações, e compará-las com as obtidas em campo.

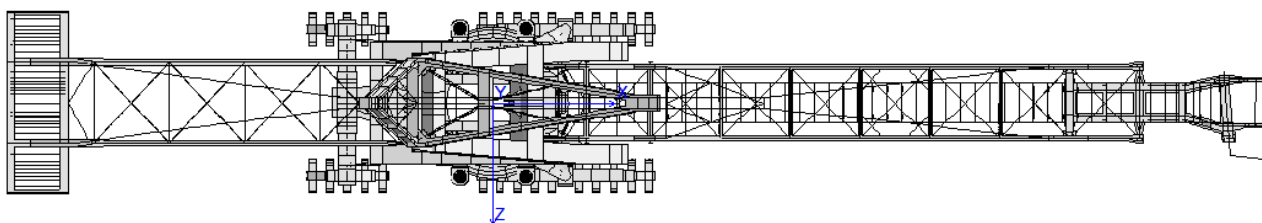
A condição escolhida para calibrar o modelo de elementos finitos foi a de acréscimo de massa concentrada na viga porta roda do equipamento. A partir de tentativa e erro foi possível chegar em um valor de massa que resultasse na melhor aproximação entre as variações de deformações.

Seguem os resultados obtidos após comparação:

Tabela 9 – Deformações experimentais e deformações correspondentes:

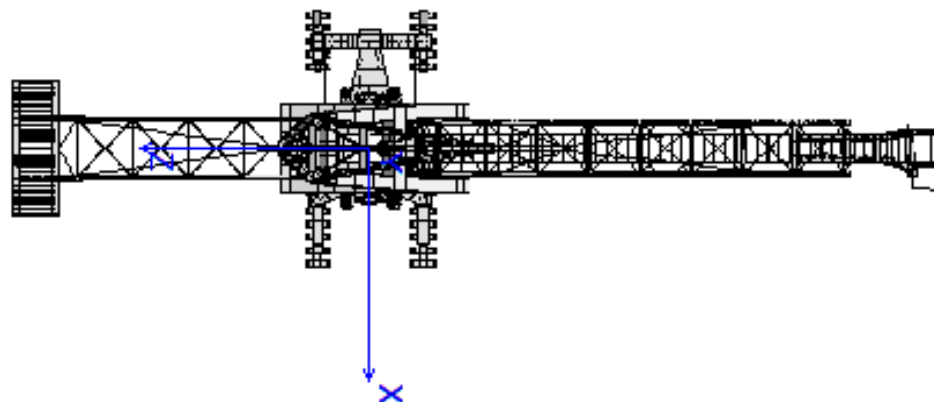
<b>Sensores</b>	<b>Posição 2 [ <math>\mu</math>S]</b>	<b>Posição 1 [ <math>\mu</math>S]</b>	<b>Varição de deformação Experimental 1 – 2 [ <math>\mu</math>S]</b>	<b>Varição de deformação modelo 1 – 2 [ <math>\mu</math>S]</b>	<b>ERRO [%]</b>
GAGE 01	-170,30	-177,30	-7,11	-7,0	-2%
GAGE 02	-135,60	-151,80	-3,915	-16,2	76%
GAGE 03	-108,20	-151,00	-15,345	-42,8	64%
GAGE 04	-150,40	-162,20	-11,68	-11,8	1%
GAGE 05	-176,30	-154,00	5,67	22,3	75%
GAGE 06	-159,50	-150,00	4,235	9,5	55%
GAGE 07	-237,30	-227,00	10,73	10,3	-4%
GAGE 09	-196,70	-192,10	5,675	4,6	-23%

Figura 21 – Posição 1 (0°): Vista superior.



Fonte: Próprio autor

Figura 22 – Posição 2 (90°): Vista superior.



Fonte: Próprio autor

A seguir são apresentados os comparativos de deformações com aumento de massa na Viga Porta Roda. A comparação é efetuada com valores absolutos de deformação, já que os valores experimentais são valores de pico, portanto os valores apresentados não necessariamente ocorrem no mesmo instante de tempo.

Tabela 10 – Deformações experimentais e deformações correspondentes na aferição:

Sem aumento		Aumento de 10 toneladas		Aumento de 30 toneladas		Aumento de 50 toneladas		Aumento de 55 toneladas		Aumento de 60 toneladas	
Exp.	MEF	Exp.	MEF	Exp.	MEF	Exp.	MEF	Exp.	MEF	Exp.	MEF
[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]	[ $\mu$ S]
-7,1	128,9	-7,1	104,5	-7,1	55,8	-7,1	-4,1	-7,1	-7,0	-7,1	-188,2
-3,9	100,0	-3,9	77,7	-3,9	33,4	-3,9	-6,9	-3,9	-16,2	-3,9	-172,5
-15,3	66,1	-15,3	59,7	-15,3	15,7	-15,3	-31,7	-15,3	-42,8	-15,3	-175,9
-11,7	-61,3	-11,7	-57,0	-11,7	-29,0	-11,7	-12,3	-11,7	-11,8	-11,7	-174,6
5,7	-41,5	5,7	-28,2	5,7	6,0	5,7	16,6	5,7	22,3	5,7	-183,9
4,2	-48,5	4,2	-37,5	4,2	-15,0	4,2	4,7	4,2	9,5	4,2	-170,5
10,7	-60,3	10,7	-47,8	10,7	-20,3	10,7	4,7	10,7	10,3	10,7	-196,2
5,7	-70,4	5,7	-56,8	5,7	-29,7	5,7	-2,3	5,7	4,6	5,7	-190,2

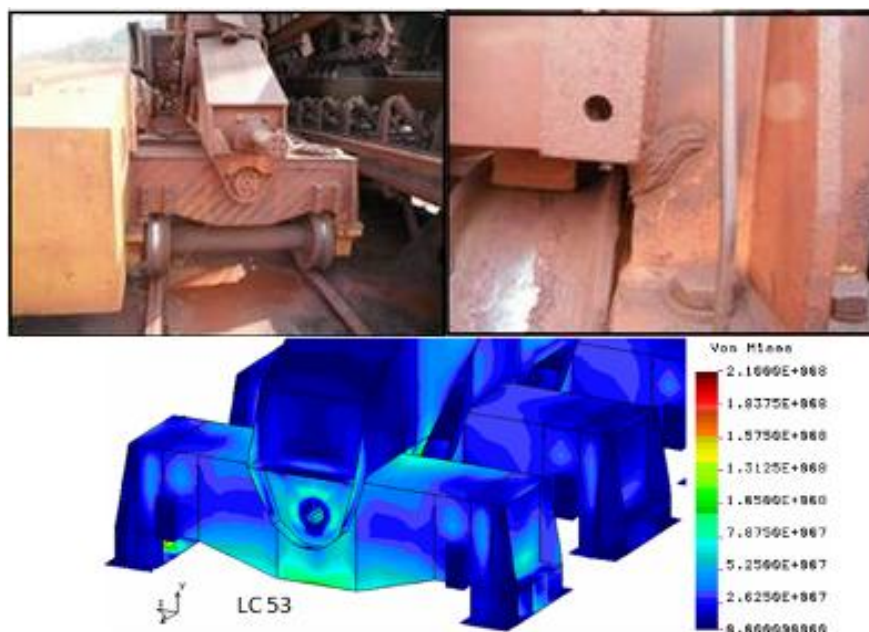
#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise estática do equipamento é efetuado através do software de elementos finitos COSMOS–M. Porém a precisão dos resultados obtidos está diretamente relacionada com a confiabilidade da distribuição de massas, ou seja, do seu balanceamento. Não foram considerados os reforços para contenção de trincas, a fim de identificar a causa das mesmas. Foram apresentados somente os resultados mais críticos de cada região da empilhadeira/recuperadora.

##### Comparação Inspeção x Análise (MEF)

A seguir são comentadas as possíveis causas dos problemas estruturais observados na inspeção. Em ambos os carros não foram observadas tensões elevadas nos carregamentos considerados nessa região que ocasione a trinca. Entretanto há um aumento no nível de tensões que pode explicar a ocorrência da trinca nas hipóteses testadas. Como não se tem informações concretas dos valores desses desalinhamentos não se podem informar valores com precisão, porém é possível mostrar a distribuição de tensões.

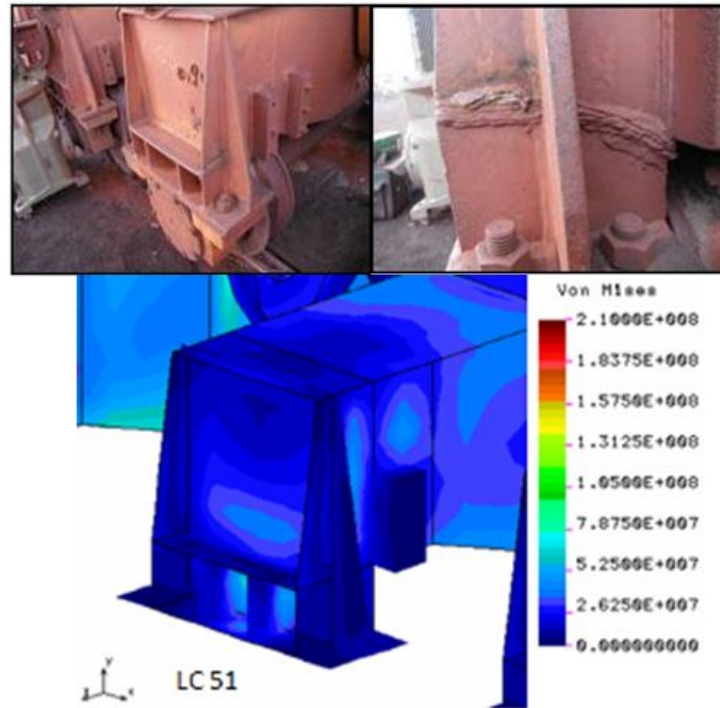
Figura 23 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 01.



Fonte: Próprio autor

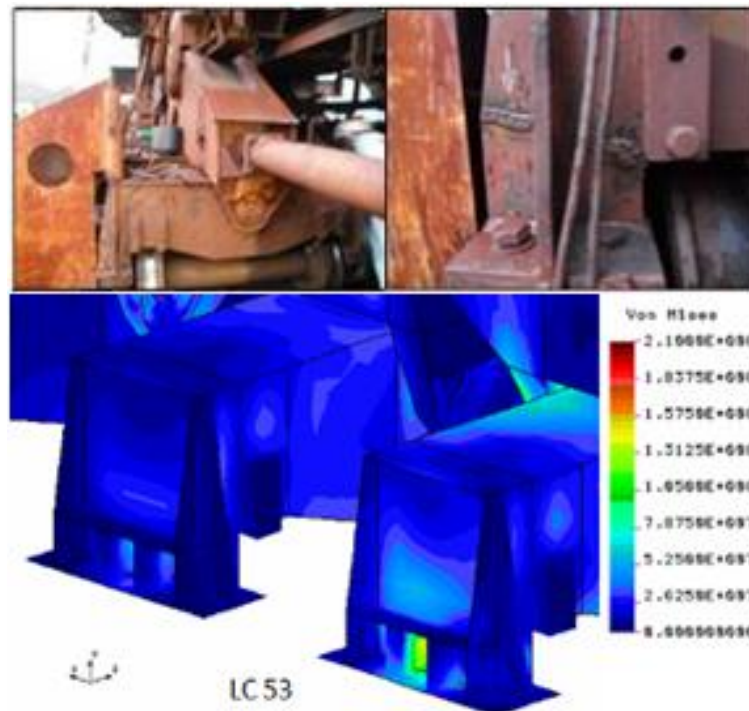


Figura 24 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 03.



Fonte: Próprio autor

Figura 25 – Tensões (von Mises) – LC53 – Carro 30.



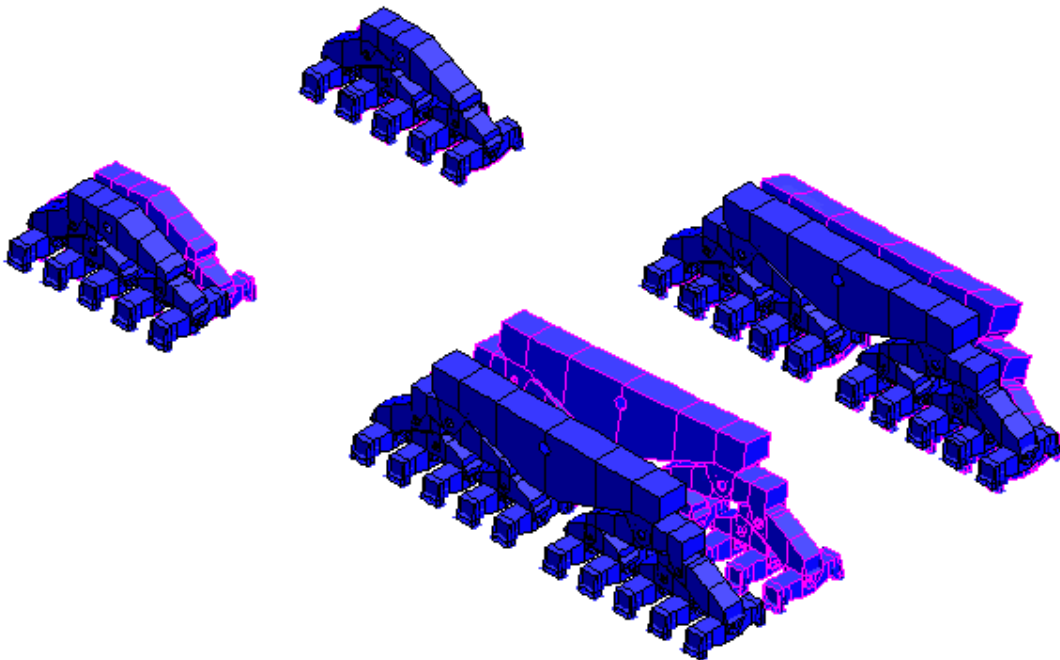
Fonte: Próprio autor

Após verificar que os casos de carga considerados não apresentam valores de tensão que ocasionassem as trincas observadas, passou-se a estudar os resultados das hipóteses testadas, para chegar às causas das trincas.

A seguir são ilustrados os resultados da hipótese de “Desalinhamento + Desnívelamento”, a qual representa a estrutura submetida a diferença de altura entre os trilhos e transladada por poucos motores motrizes de apenas um lado, em conjunto com os carregamentos mais críticos.

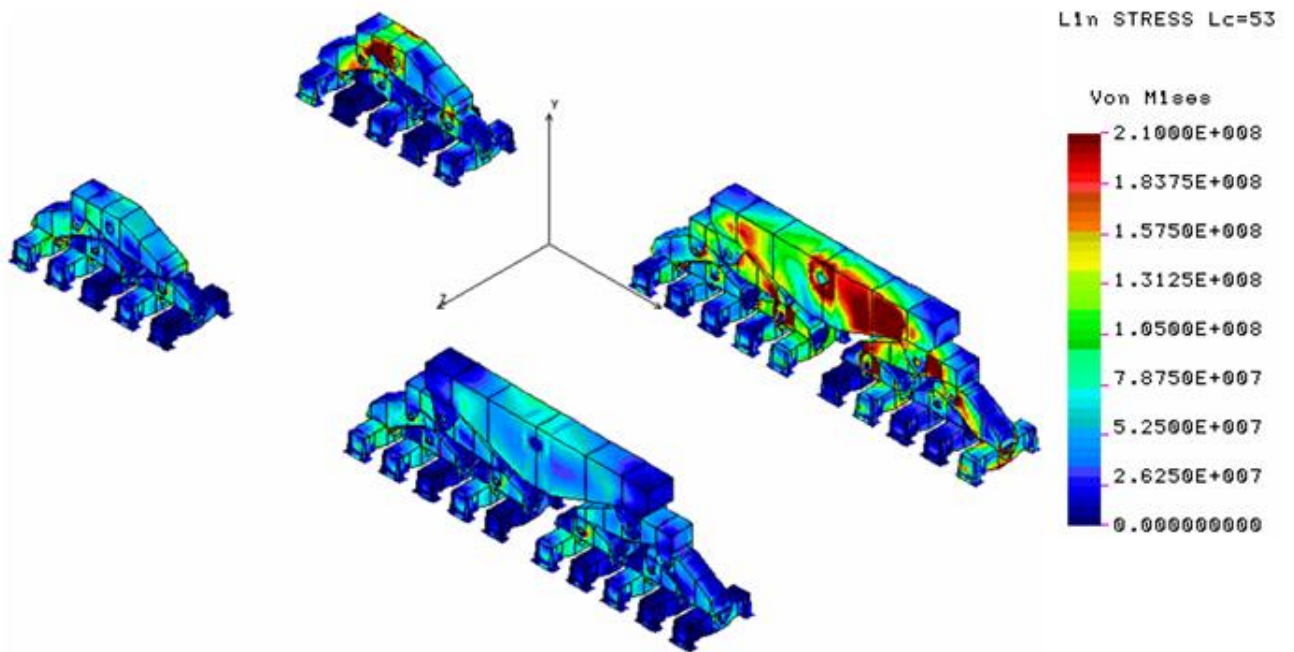
Figura 26 – Configuração Deformada Sobreposta – LC53 – Desalinhamento + Desnívelamento.

L1n DEF Lc=53



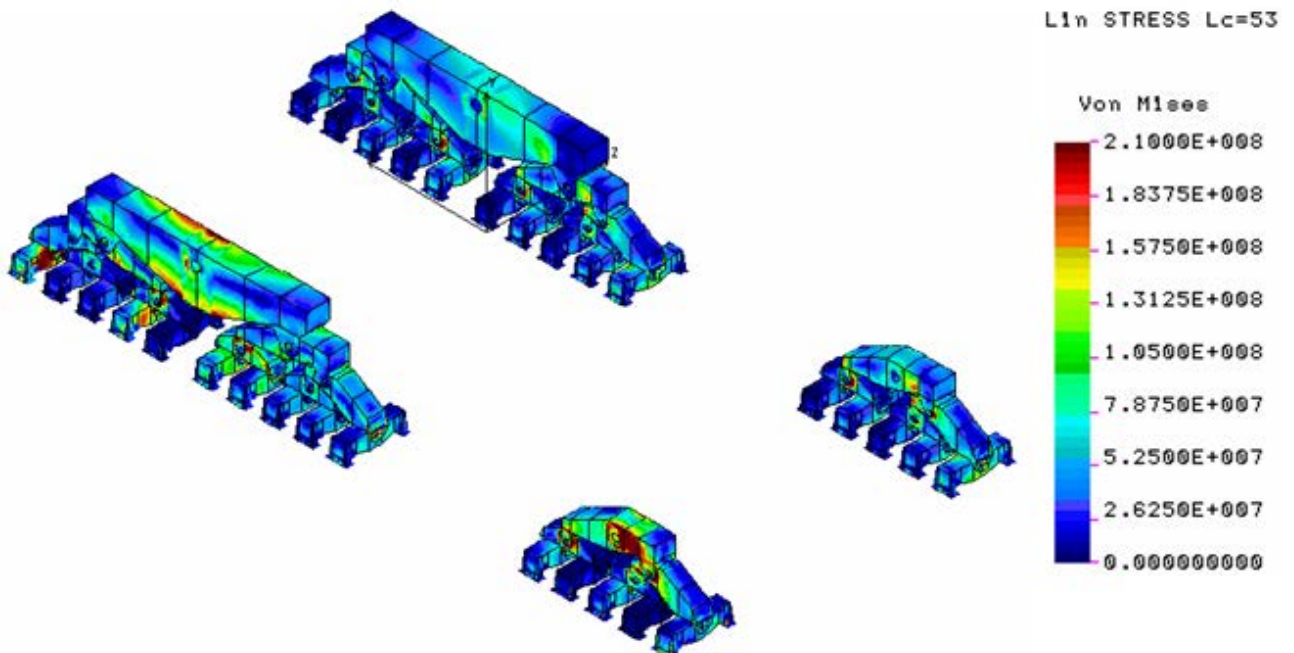
Fonte: Próprio autor

Figura 27 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnívelamento.



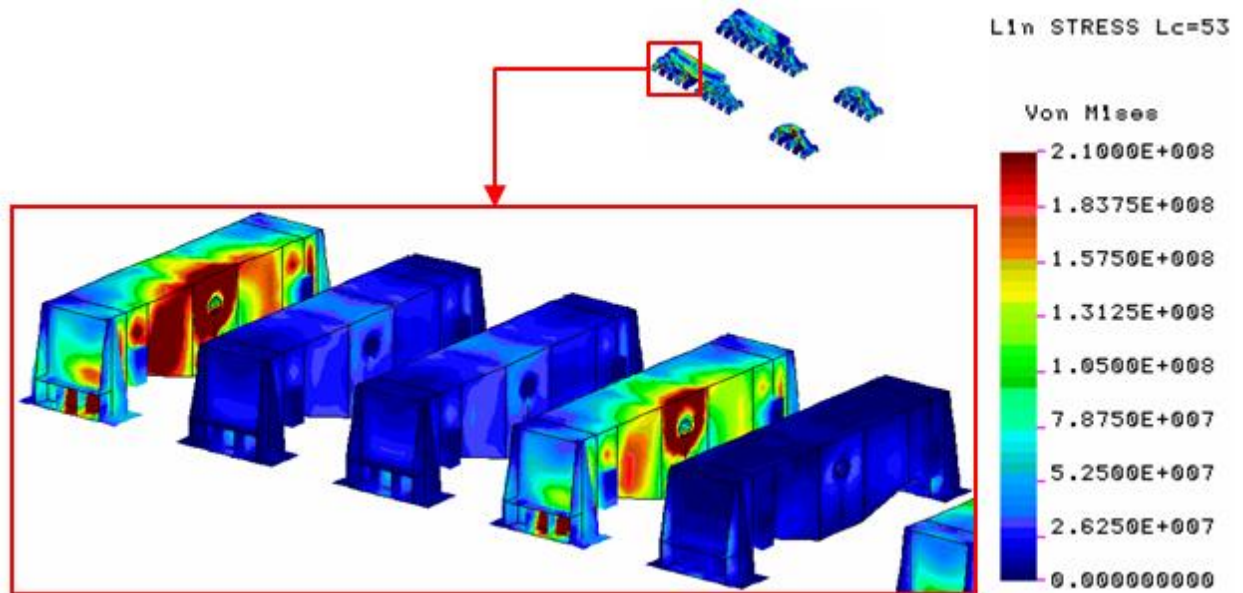
Fonte: Próprio autor

Figura 28 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnívelamento.



Fonte: Próprio autor

Figura 29 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento + Desnívelamento.

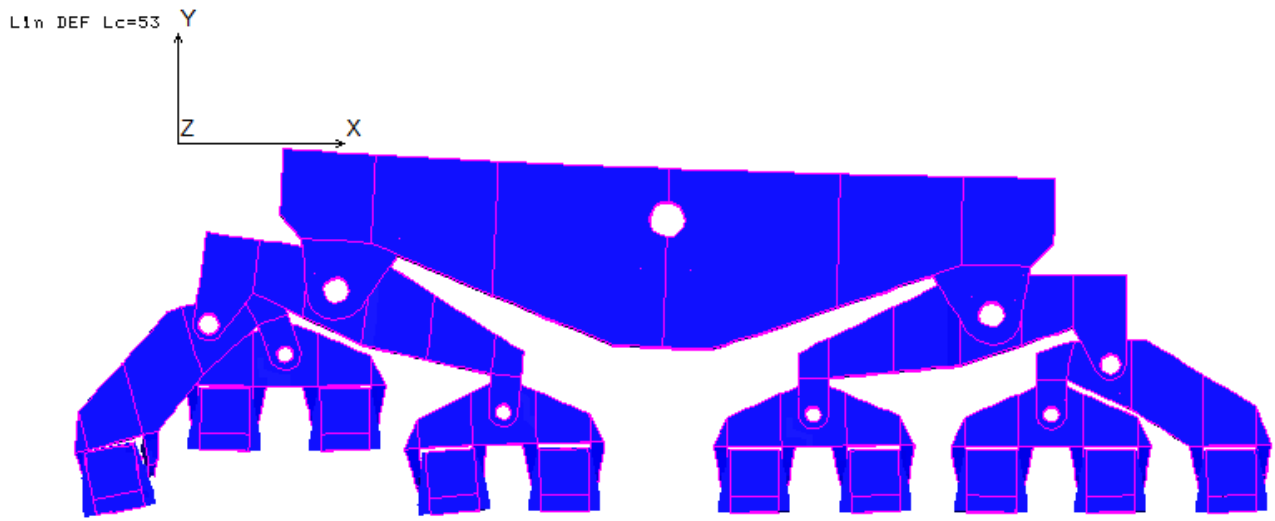


Fonte: Próprio autor

É possível observar um aumento dos valores de tensão nos carros de translação, porém as distribuições dessas tensões não explicam as trincas, e por esse motivo acredita-se que essa não deve ser a causa real das trincas.

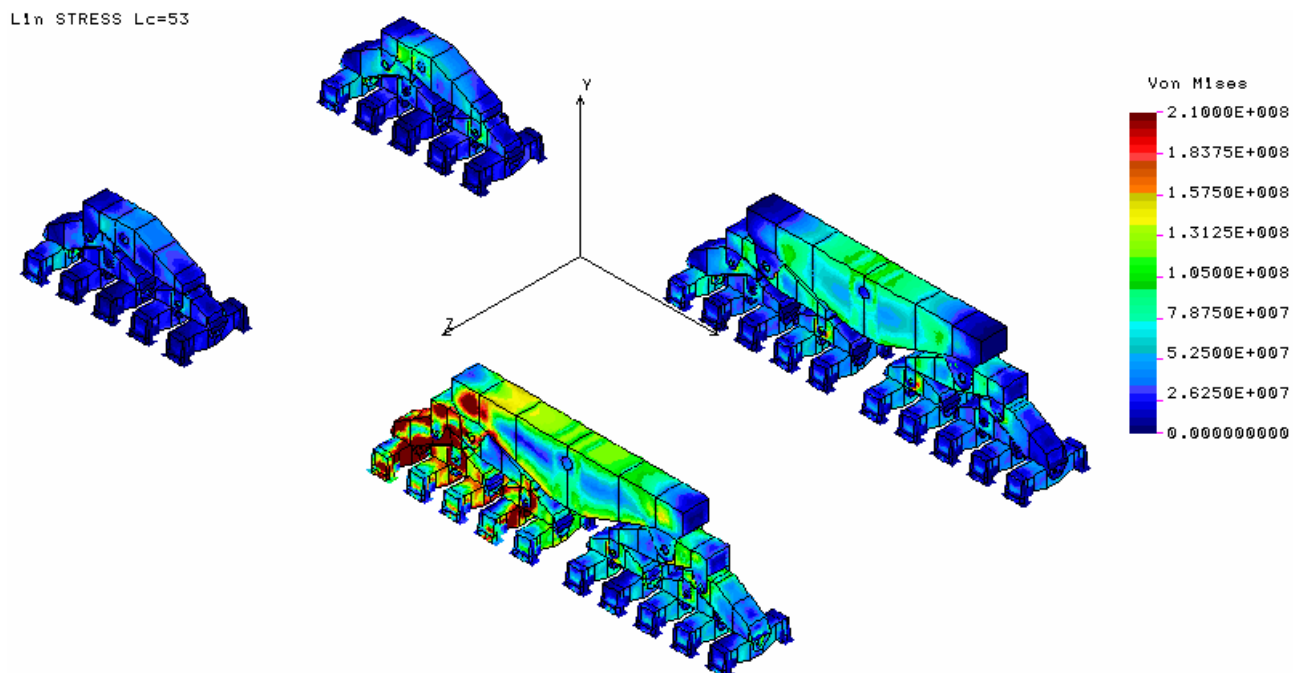
A seguir são ilustrados os resultados da hipótese de “Desnívelamento de 2 Truques”, a qual representa o procedimento de macaqueamento realizado nas manutenções do equipamento.

Figura 30 – Configuração Deformada – LC53 – Desnívelamento de 2 Truques.



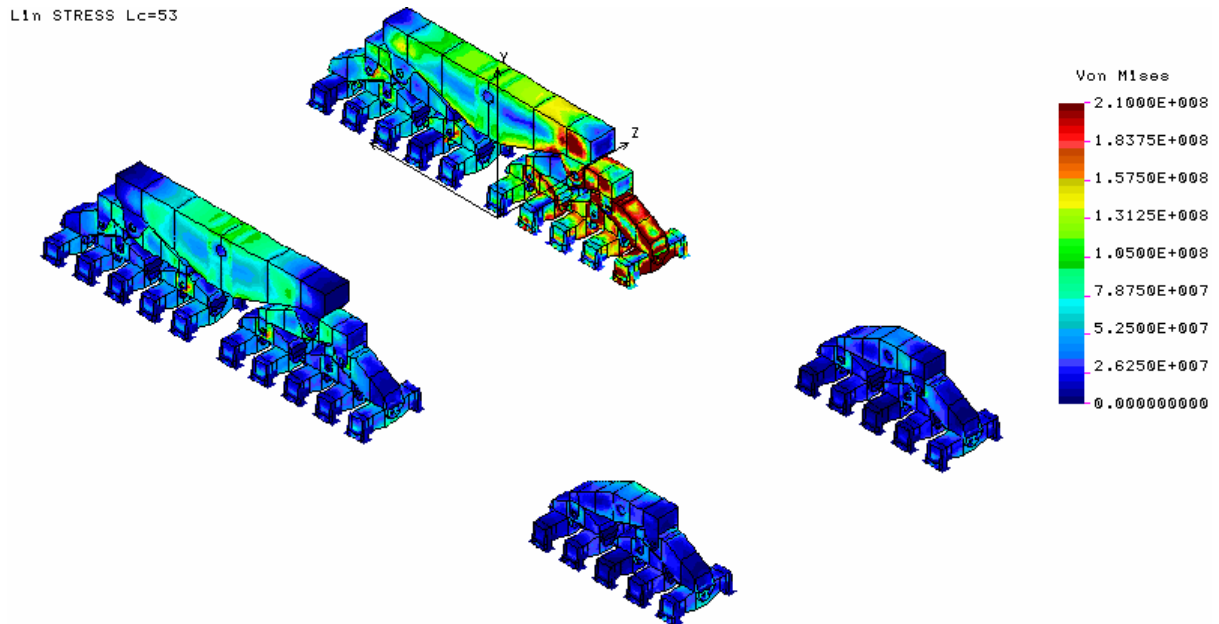
Fonte: Próprio autor

Figura 31 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnívelamento de 2 Truques.



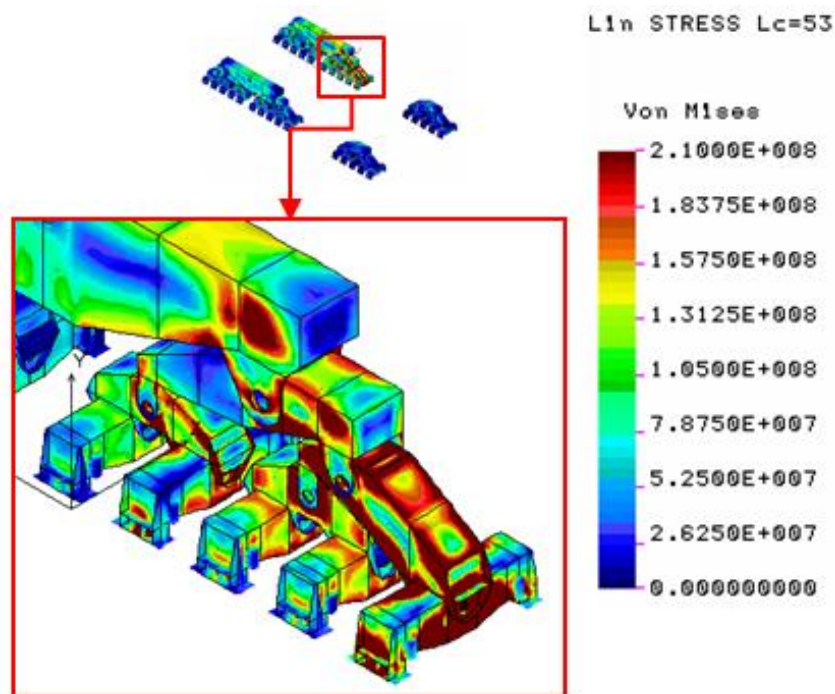
Fonte: Próprio autor

Figura 32 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnívelamento de 2 Truques.



Fonte: Próprio autor

Figura 33 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desnívelamento de 2 Truques.



Fonte: Próprio autor

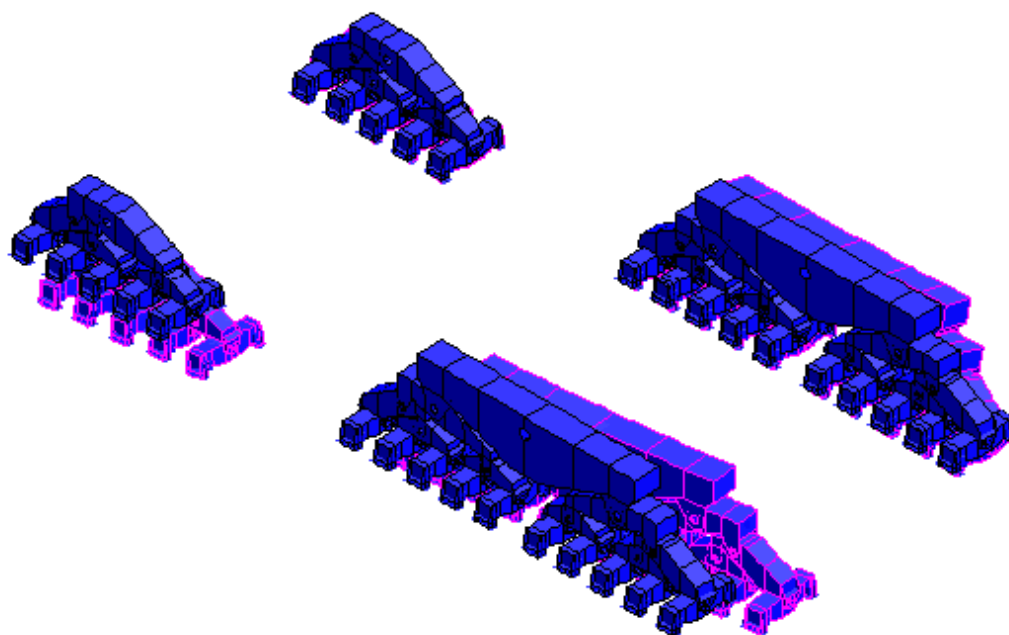
As distribuições das tensões nessa hipótese são as que mais se enquadram em uma possível causa das trincas observadas.

A partir da imagem Figura 30 é possível observar um erro no procedimento de macaqueamento, pois os balancins inferiores são ligados aos carros com liberdade de rotação perpendicular à liberdade de rotação a qual esse balancim é ligado ao componente superior e por esse motivo, quando um carro é suspenso, causa um movimento rotacional do balancim inferior, o que gera um grande esforço flexor no carro, podendo ser a causa das trincas observadas.

A seguir são ilustrados os resultados da hipótese de “Desalinhamento aplicado em 3 Truques”, a qual representa a estrutura sendo transladada por poucos motores motrizes.

Figura 34 – Configuração Deformada Sobreposta – LC53 – Desnivelamento de 2 Truques.

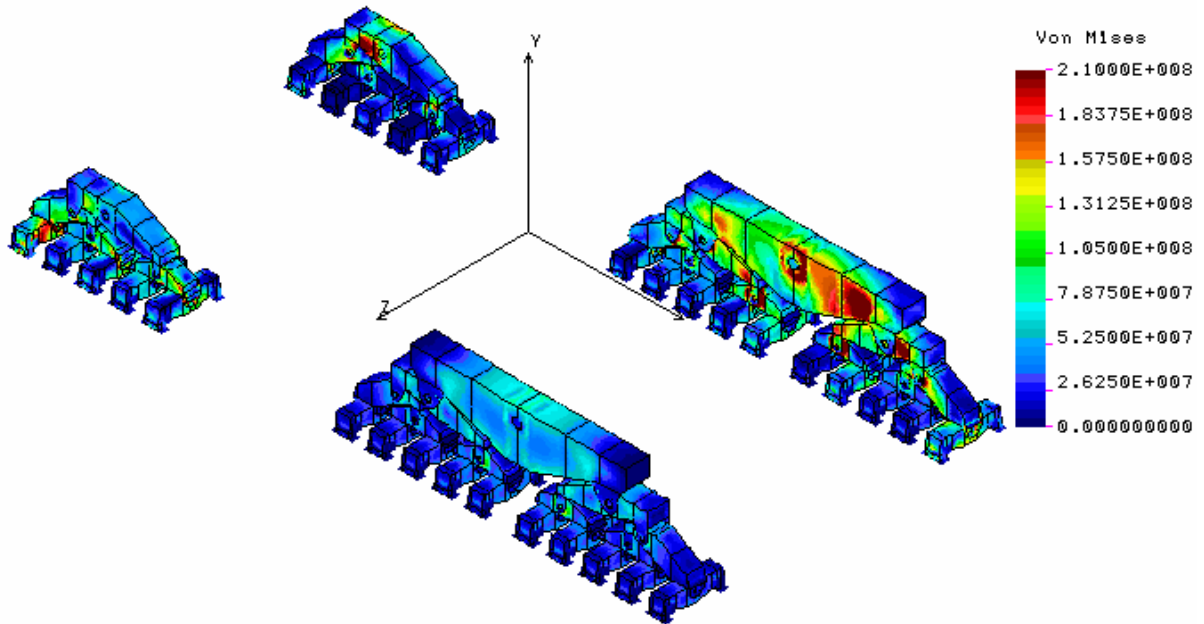
L1n DEF Lc=53



Fonte: Próprio autor

Figura 35 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.

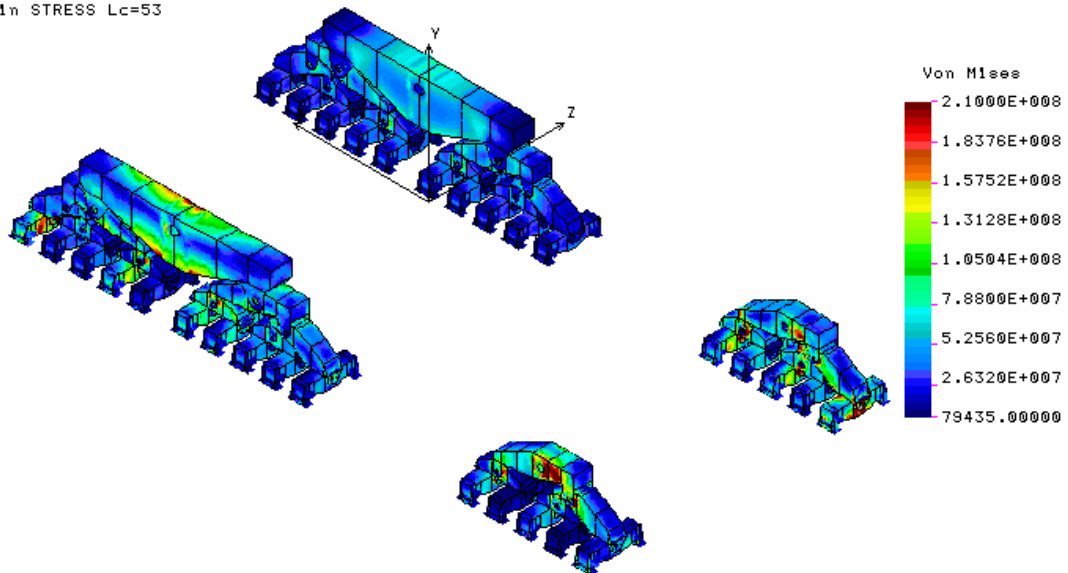
L1n STRESS Lc=53



Fonte: Próprio autor

Figura 36 – Tensões (von Mises) – LC53 – Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.

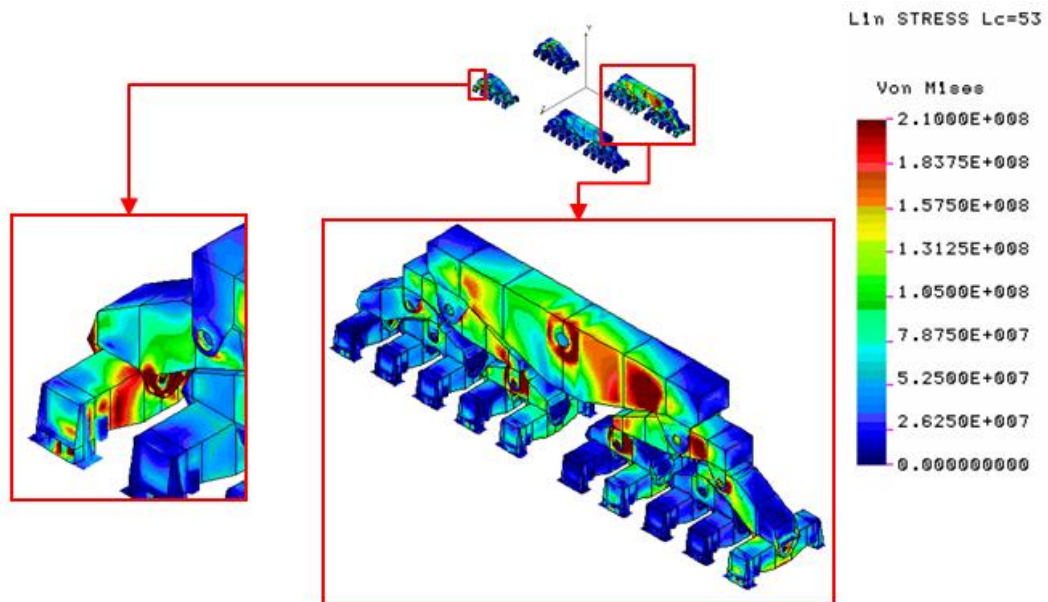
L1n STRESS Lc=53



Fonte: Próprio autor



Figura 37 – Tensões (von Mises) – LC53 – Detalhe dos Truques de Translação (Limitadas no valor admissível de 210 MPa) – Desalinhamento aplicado em 3 Truques.



Fonte: Próprio autor

É possível observar um aumento dos valores de tensão nos carros de translação, porém as distribuições dessas tensões não explicam as trincas, e por esse motivo acredita-se que essa não deve ser a causa real das trincas.

## 5. CONCLUSÕES

Como foram obtidos baixos erros em comparação com as medições efetuadas é possível validar o modelo.

Pode-se observar um aumento significativo no nível de tensões nas regiões dos carros de translação na hipótese de “Desnívelamento de 2 Truques”, o que pode explicar as trincas ocorridas na estrutura.

Com posse dos resultados das análises das hipóteses de causas, em conversa com o setor responsável pela manutenção do equipamento, os mesmos informaram que o macaqueamento necessário para realizar a manutenção dos carros é feito em um ponto diferente do recomendado pelo fabricante do equipamento, pois o ponto correto se situa no balancim superior e os cilindros disponíveis não suportam a carga exigida.

Recomenda-se que o procedimento de macaqueamento seja alterado de maneira a minimizar os esforços na região. É possível realizar análises a fim de localizar os pontos mais adequados para realizar o macaqueamento e possíveis reforços nas regiões críticas, porém é necessário saber a altura de desnívelamento exigida nesse procedimento.

## REFERÊNCIAS

ANDOLFATO, Rodrigo Piernas; CAMACHO, Jefferson Sidney; BRITO, Gilberto Antônio. **Extensometria Básica**. 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800**: Projetos de estruturas de aço e de estruturas e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6123**: Forças devidas ao vento em edificações. Rio de Janeiro, 1988.

ASSOCIAÇÃO DE FABRICANTES DE EQUIPAMENTOS TRANSPORTADORES. **CEMA**: Belt Conveyor. São Paulo, 2006.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON JR, E.Russel. **Mecânica Vetorial para Engenheiro**. 5ª. Ed. São Paulo: Makron Books, 1994.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON JR, E.Russel. **Resistência dos materiais**. 4ª. Ed. São Paulo: McGraw–Hill, 2006

BOCHARD, Ildon Guilherme; ZARO, Milton A.. **Extensômetros de resistência elétrica**. 1ª. Ed. Porto Alegre: Editora da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1982.

CALLISTER, William D. Jr.; WILEY, John. **Materials Science and Engineering**. 7ª. Ed. New York. 2008.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 5ª. Ed. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

HOFFMANN, Karl .**An Introduction to Measurements using Strain Gages**. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987.

MATWEB Material Property Data. Disponível em <<http://www.matweb.com>>. Acesso em 19 de Agosto de 2010.

PORTELA, Artur Antônio A.; SILVA, A. **Mecânica dos Materiais**, 1<sup>a</sup>. Ed. Lisboa: Plátano, 2000)

TIMOSHENKO, Stephen P.; GERE, James M. **Theory of Elastic Stability**. 2<sup>a</sup>. Ed. McGraw–Hill Book Company.1961