

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE JUNTAS AERONÁUTICAS POR
PRENDEDORES

Gabriel Rodrigues Cabral

São Paulo
2010

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE JUNTAS AERONÁUTICAS POR
PRENDEDORES**

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Graduação em Engenharia

Gabriel Rodrigues Cabral

Orientador: Walter J. A. P. Ferreira

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Cabral, Gabriel Rodrigues

Modelagem e validação de juntas aeronáuticas por prendedores / G.R. Cabral. – São Paulo, 2010.

63 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Método dos elementos finitos 2. Juntas rebitadas (Modelagem; Ensaios) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao prof. Dr. Celso Pupo Pesce, pela disponibilização do Laboratório de Interação Fluido-Estrutura e Mecânica Offshore.

Além disso, agradeço também aos profissionais integrantes da equipe do referido laboratório, Marcos Rabelo e Robson Silva, que muito auxiliaram na realização dos ensaios de tração.

Finalmente, agradeço ao Prof. Roberto Martins, pelas importantes orientações a respeito da modelagem pelo método de elementos finitos.

RESUMO

O objetivo do projeto foi estudar uma junta aeronáutica por prendedores. As etapas desenvolvidas ao longo desse projeto foram três. Primeiramente foi feito um estudo do método dos elementos finitos e da teoria do contato de Hertz. Em seguida foram construídas duas séries de modelos por meio do programa de elementos finitos não-linear (MSC Marc Mentat): uma de detalhe e outra de conjunto. Na primeira série de modelos foi feita uma análise detalhada de um problema de contato de duas superfícies cilíndricas e validação com a Teoria do Contato de Hertz. Na segunda série foi modelada uma junta sobreposta com quatro rebites, sem considerar o contato entre as partes, de modo a analisar e prever o comportamento global da junta submetida a um ensaio de tração. Finalmente, foi feito um ensaio de tração em uma junta aeronáutica, com o propósito de validar o modelo por elementos finitos.

ABSTRACT

The goal of the research was to study an aeronautical rivet joint. Three steps were developed during this project. First the non-linear finite element method and the Hertz contact theory were studied. Then, two models of rivet joints were constructed using a non-linear finite element method program (MSC Marc Mentat). A detailed model of contact of two cylinders was analyzed and validated against the Hertz Contact Theory. A second model of a four rivet joint was constructed, without considering the contact problem, to predict the behavior of the joint in a tensile test. Finally, a tensile test of an aeronautical rivet joint was made in order to validate the finite element models.

SUMÁRIO

| | | |
|-----|---|----|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 2 | REVISÃO DA LITERATURA | 4 |
| 2.1 | O método dos elementos finitos (MEF) | 4 |
| 2.2 | Extensometria | 11 |
| 3 | REALIZAÇÃO DE TUTORIAIS | 15 |
| 3.1 | Barra prismática | 15 |
| 3.2 | Viga em flexão | 17 |
| 3.3 | Treliça | 20 |
| 4 | ESTUDO DO CONTATO | 22 |
| 4.1 | Contato entre um cilindro deformável e um cilindro rígido | 23 |
| 4.2 | Contato entre dois cilindros deformáveis | 26 |
| 5 | ENSAIO DE TRAÇÃO | 29 |
| 5.1 | Descrição da junta | 29 |
| 5.2 | Planejamento do ensaio | 30 |
| 5.3 | Descrição dos equipamentos utilizados | 37 |
| 5.4 | Procedimentos realizados | 40 |
| 5.5 | Apresentação dos resultados | 42 |
| 6 | CONCLUSÕES | 48 |
| | Anexo A | 49 |
| | Referências bibliográficas | 50 |
| | Apêndices | |

1 INTRODUÇÃO

Segundo dados da Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC) 2008, até 2008 a frota de aeronaves operando na aviação brasileira superava as 700 unidades. Este e outros levantamentos mostram que, cada vez mais, o transporte aéreo é um dos meios de transporte mais utilizados em todo o mundo. Em consequência disso, uma grande quantidade de recursos energéticos e financeiros é destinada para esse fim. Este fato, associado com a evidente necessidade de minimização de peso e maximização da força de sustentação nas aeronaves, faz com que haja muito investimento em pesquisa e desenvolvimento para otimização do projeto de aeronaves.

Uma das etapas da concepção do projeto de uma aeronave é o projeto de sua fuselagem. Muitos anos acumulados de pesquisa e experimentação permitiram que, nos dias de hoje, se adote margens de segurança muito próximas de zero. Assim, cada pequena alteração que possibilite uma melhora no desempenho da fuselagem é relevante. Para a condição de operação a que as aeronaves são submetidas, a facilidade de manutenção, dentre outras razões, fez com que historicamente fosse adotada a configuração de fuselagem em que há a junção de vários pedaços de chapa de metal por prendedores. A Fig. 1, extraída de Roberge (2000), mostra três tipos básicos de juntas para fuselagem de aeronaves. Cada aeronave fabricada utiliza milhões de rebites em sua fuselagem.

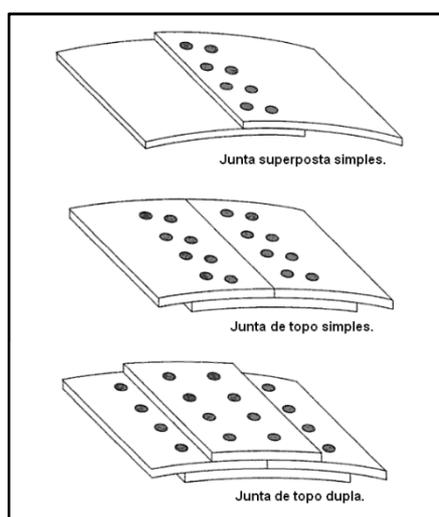


Fig. 1 Tipos de juntas para construção de fuselagem (ROBERGE, 2000).

É necessário que se garanta total segurança para que se realize o vôo. Por apresentarem furos para que sejam colocados os prendedores (conforme a Figura 1) e, portanto, concentração de tensão nesses pontos, as juntas por prendedores são críticas nesse sentido. Assim, nas regiões da fuselagem próximas a essas juntas pode ocorrer fratura por fadiga. Um exemplo desse perigo é citado por Bittencourt (2005). Entre os anos de 1953 e 1954, por três vezes houve a propagação de trincas nucleadas nos furos de rebite da fuselagem de aviões Comet (primeiros aviões comerciais a jato). As trincas originaram-se próximas às janelas desses aviões, que não tinham cantos arredondados, não possibilitando alívio das tensões causadas pelos carregamentos cíclicos de pressurização da aeronave. Outro exemplo de fratura envolvendo rebites é citado por Roberge (2000). A falha em fadiga de uma carreira de juntas por prendedores resultou na separação de um pedaço da fuselagem de um 737-200 no vôo da Aloha Airlines, em 1988. A Figura 2 mostra como a aeronave ficou após o incidente.



Fig. 2 Fuselagem do vôo 243 da Aloha Airlines (AirDisaster.com)

Para que acidentes como esse sejam evitados, as empresas de aviação devem atender a requisitos de segurança pré-estabelecidos. No Brasil, por exemplo, são adotadas as regras da *Federal Aviation Administration* (FAA) 2005 dos EUA, contidas nas FAR (*Federal Aviation Regulation*). A FAR25 (para aviação comercial), estabelece que todas as juntas por prendedores sejam redundantes. Desse modo, quanto mais compactos (e em menor número) forem os prendedores, mais otimizado será o projeto do avião.

Outro ponto que a FAA (2005) estabelece é que todo sistema cujo desempenho não seja provado em cálculos, deverá ser testado e aprovado. Isso dificulta muito que se busque inovações, pois as novas tecnologias que não tenham desempenho provado por cálculos devem ser exaustivamente testadas, o que encarece o projeto. Além disso, quanto mais precisos os cálculos, melhor a estimativa fornecida por eles, menor o período de prototipagem e melhor a previsão de resultados e possíveis falhas.

Comprovada a relevância do tema, o objetivo deste projeto foi estudar uma junta aeronáutica por prendedores. Esta junta é utilizada para construção da fuselagem de um dos modelos da Embraer. Os objetivos do projeto são expostos a seguir:

- 1) Revisão bibliográfica abrangendo o estudo do método dos elementos finitos, da Teoria de Contato de Hertz e de extensometria.
- 2) Modelagem da junta por meio do programa de elementos finitos não-linear (MSC Marc). Construiu-se duas famílias de modelos: uma família de modelos de detalhe de um problema de contato elementar, utilizando a Teoria do Contato de Hertz; e modelos de uma junta sobreposta com quatro rebites, onde foi estudado o comportamento do conjunto, sem considerações de contato.
- 3) Realização de ensaios de tração em juntas cedidas pela empresa, com o propósito de validar o modelo por elementos finitos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 O método dos elementos finitos (MEF)

Foi feito um estudo básico do método dos elementos finitos (MEF), para carregamentos em regime linear. Todas as idéias e imagens mostradas neste item são um resumo do que foi apresentado por Logan (1986).

Para que se determine esforços, reações e deslocamentos ao longo de uma estrutura, a teoria de resistência dos materiais emprega o uso de equações diferenciais parciais. Quando o problema estudado envolve geometrias, carregamentos, ou propriedades de materiais complexos, geralmente não é possível de se obter soluções analíticas para essas equações.

O método dos elementos finitos é um método que discretiza a estrutura, separando-a em elementos padronizados. Isso permite que seja obtido um sistema de equações algébricas para cada um desses elementos e, posteriormente que esses sistemas sejam combinados, determinando-se um sistema algébrico que modela aproximadamente a estrutura toda. Essa abordagem possibilita que sejam numericamente aproximadas as variáveis de interesse num número finito de pontos da estrutura.

Há dois tipos gerais de análise associadas ao MEF. Uma delas, chamada de *método da força* (ou *da flexibilidade*), utiliza forças internas como as variáveis do problema. Essas variáveis são resolvidas com o uso de equações de compatibilidade entre os nós.

Já o outro tipo de análise, chamado de *método do deslocamento* (ou *da rigidez*), assume os deslocamentos dos nós como variáveis para o problema. Deste modo, as equações de compatibilidade são inicialmente satisfeitas, sendo apenas necessárias as equações de equilíbrio e de leis que relacionem forças com deslocamentos. Como o segundo método é mais aplicado em programas de MEF, este será o método cujo estudo será aprofundado nesse relatório.

2.1.1 Passos principais para aplicação do método da rigidez

- **Discretização e seleção de elementos:** deve-se determinar quantos elementos e quais os tipos de elementos que serão utilizados na malha. Malhas mais complexas (com maior número de elementos ou com elementos mais complexos) apresentam melhor precisão de resultados, pois aproximam cada vez mais o modelo do sistema real. É importante lembrar que o objetivo é obter-se modelos simples e representativos. Deste modo, quanto menos complexo o modelo, melhor, desde que ainda assim ele represente bem o sistema..
- **Função de deformação:** deve-se encontrar uma função que represente a deformação do elemento, obedecendo às condições de deslocamentos nos nós.
- **Relações entre tensão e deformação:** determina-se a relação entre a tensão e a deformação nos pontos, para o regime (linear ou não) a que a estrutura é submetida.
- **Matriz de rigidez:** esta matriz relaciona as forças aplicadas com os deslocamentos resultantes. Para obtenção da matriz de rigidez pode-se usar diferentes métodos. São eles: equilíbrio direto; trabalho e energia; resíduos ponderados. Esses métodos são melhor explicados posteriormente.
- **Sistema de equações geral e condições de contorno:** combina-se as equações de cada elemento, gerando um sistema de equações global, e adiciona-se as condições de contorno do problema (carregamentos, deslocamentos).
- **Resolução do sistema:** métodos de eliminação (como o método de Gauss) ou métodos iterativos (como o método de Gauss-Seidel) podem ser empregados para resolver o sistema.
- **Tensões e deformações:** após calcular-se os deslocamentos nos nós da malha do corpo, encontra-se as tensões e deformações que agem nos elementos, que originaram esses deslocamentos.
- **Interpretação dos resultados:** analisando-se os resultados serão definidos os pontos críticos da estrutura (com maiores tensões ou deformações), bem como os valores máximos de tensões e deformações, úteis para seleção de material, por exemplo.

2.1.2 Cálculo da matriz de rigidez para uma mola

A mola unidimensional é o elemento mais simples em que se pode discretizar uma estrutura. Ela tem como característica principal resistir apenas a esforços de tração. Deste modo, os deslocamentos provocados em suas extremidades são apenas na direção da mola. A Figura 3 mostra a representação de uma mola, com suas variáveis de interesse.

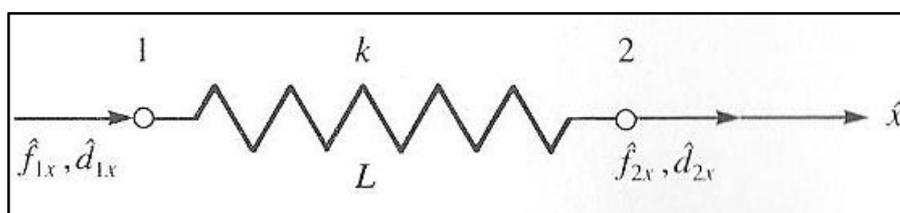


Fig. 3 Representação esquemática de uma mola unidirecional (LOGAN, 1986).

Onde:

f_{1x} e f_{2x} → forças nodais em coordenadas locais nos nós 1 e 2, respectivamente. [N]

d_{1x} e d_{2x} → deslocamentos nodais nos nós 1 e 2, respectivamente. [m]

k e L → rigidez e comprimento da mola, respectivamente. [N/m] e [m]

Para que se encontre os esforços e deslocamentos associados a esse tipo de elemento, é necessário que se determine uma relação entre as forças nodais e os deslocamentos em cada nó. Com esse propósito, define-se a matriz de rigidez, do seguinte modo:

$$\begin{Bmatrix} \hat{f}_{1x} \\ \hat{f}_{2x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1x} \\ \hat{d}_{2x} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Assim, o objetivo passa a ser encontrar os valores dos elementos da matriz 2x2 (matriz de rigidez). Para isso, é assumida a função deslocamento dada pela relação a seguir:

$$\hat{u} = a_1 + a_2 \hat{x} \quad (2)$$

Para encontrar o valor dos coeficientes da eq. (2), impõe-se que $\hat{u}(0) = \hat{d}_{1x} = a_1$ e $\hat{u}(L) = \hat{d}_{2x} = a_2L + \hat{d}_{1x} \rightarrow a_2 = \frac{\hat{d}_{2x} - \hat{d}_{1x}}{L}$. Manipulando-se algebricamente e transformando em notação matricial, obtemos a eq. (3).

$$\{\hat{u}\} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{\hat{x}}{L} & \frac{\hat{x}}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1x} \\ \hat{d}_{2x} \end{Bmatrix} \rightarrow \text{define-se: } \{\hat{u}\} = [N_1 \quad N_2] \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1x} \\ \hat{d}_{2x} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Onde:

N_1 e N_2 são chamadas de funções de interpolação, e possuem a propriedade: $N_1 + N_2 = 1$ para qualquer coordenada axial ao longo da barra.

Há vários modos de se determinar os elementos da matriz de rigidez. Neste relatório serão apresentados apenas dois deles. A primeira opção é utilizando o equilíbrio de forças e a outra é através da energia potencial total. A seguir, apresenta-se o método de equilíbrio de forças.

2.1.2.1 Método do equilíbrio de forças

Aplicando-se a Lei de Hooke, sob a hipótese de uma mola em regime elástico-linear, com propriedades constantes, sabe-se que vale a seguinte relação:

$$T = k\delta \quad (4)$$

Onde:

$T \rightarrow$ força externa de tração aplicada na mola. [N] $\delta \rightarrow$ deformação da mola [m]

Como δ é a deformação da mola, tem-se que δ é dado pela diferença entre os deslocamentos em cada nó. Além disso, ao aplicar-se a força T de tração, adotando os sentidos da Figura 3, teremos que $\hat{f}_{1x} = -T$ e $\hat{f}_{2x} = T$, obtendo o seguinte sistema de equações:

$$\begin{Bmatrix} \hat{f}_{1x} \\ \hat{f}_{2x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1x} \\ \hat{d}_{2x} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Ao comparar-se a eq. (5) com a eq. (1), conclui-se que a matriz de rigidez será:

$$\{\widehat{k}\} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \quad (6)$$

Esta é a matriz de rigidez apenas para este elemento. Para que se determine os deslocamentos em toda a estrutura, basta agora que se resolva o sistema que associa as matrizes de rigidez de todos os elementos, e que se aplique as condições de contorno.

2.1.2.2 Método da energia potencial total

A energia potencial total é definida como a soma da energia interna de deformação U e do trabalho das forças externas Ω , como mostra a eq. (7).

$$\pi_p = U + \Omega \quad [\text{J}] \quad (7)$$

A energia interna de deformação é definida como a capacidade do elemento de realizar trabalho deformando-se. Numa mola, a energia interna de deformação causada por uma força externa $F = kx$ é dada por:

$$dU = kx \, dx \rightarrow \int_0^x kx \, dx \rightarrow U = \frac{1}{2}kx^2 \rightarrow U = \frac{1}{2}Fx \quad [\text{J}] \quad (8)$$

Como a energia potencial da força externa F é dada por $\Omega = -Fx$, tem-se que a energia potencial total será:

$$\pi_p = \frac{1}{2}kx^2 - Fx \quad [\text{J}] \quad (9)$$

Considerando-se que x será a deformação da mola e derivando-se π_p com relação aos deslocamentos nodais e igualando a 0, obtém-se o sistema de equações a seguir:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \pi_p}{\partial d_i} = 0 &\rightarrow \\ \frac{\partial \pi_p}{\partial d_2} = \frac{1}{2}k(-2\hat{d}_{2x} + 2\hat{d}_{1x}) - \hat{f}_{1x} = 0 &\rightarrow k(-\hat{d}_{2x} + \hat{d}_{1x}) = \hat{f}_{1x} \\ \frac{\partial \pi_p}{\partial d_2} = \frac{1}{2}k(2\hat{d}_{2x} - 2\hat{d}_{1x}) - \hat{f}_{2x} = 0 &\rightarrow k(\hat{d}_{2x} - \hat{d}_{1x}) = \hat{f}_{2x}\end{aligned}\quad (10)$$

Transformando-se as relações anteriores em notação matricial, determina-se a matriz de rigidez, igual à obtida pela outro método, como mostra a eq. (11).

$$\{\widehat{k}\} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}\quad (11)$$

Explicados os métodos para o cálculo da matriz de rigidez, agora serão apresentadas matrizes para outros elementos.

2.1.3 Cálculo da matriz de rigidez para uma barra

Uma barra tem como característica a aplicação de esforços apenas em sua direção axial, resultando em deslocamentos também axiais. Seja a barra linear-elástica, com área de seção transversal constante mostrada na Figura 4.

Até o momento, foram apresentadas as equações dos elementos considerando um sistema de coordenadas local. A Figura 4 mostra um sistema de coordenadas local (\hat{x}, \hat{y}) e um sistema de coordenadas global (x, y) .

As eq. (12) e (13) mostram a matriz de rigidez da barra nas coordenadas locais e globais, respectivamente.

$$\{k\} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\quad (12)$$

$$\{k\} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} C & S \\ -S & C \end{bmatrix}\quad (13)$$

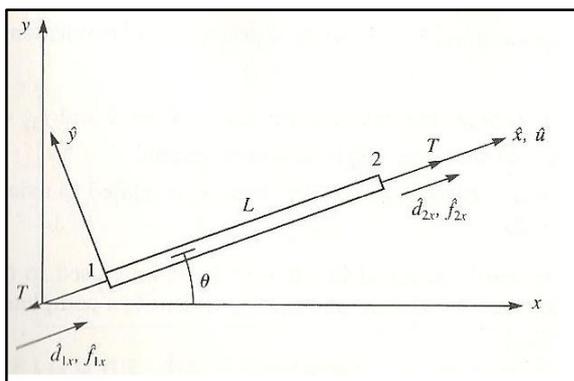


Fig. 4 Representação esquemática de uma barra (LOGAN, 1986).

Onde:

$A \rightarrow$ área da seção transversal. [m²] $E \rightarrow$ módulo de elasticidade [Pa]

$L \rightarrow$ comprimento da barra [m]

$C \rightarrow \cos \theta$

$S \rightarrow \sin \theta$

2.1.4) Cálculo da matriz de rigidez para uma viga

Uma viga é uma estrutura longa e esbelta, geralmente submetida a carregamentos transversais que a fletem. Esta flexão resulta em um deslocamento transversal e uma rotação. A Figura 5 mostra uma viga fletida, com reações nodais em forma de forças e momentos.

Pode-se notar que, nesse caso, o sistema de coordenadas local da peça é igual ao sistema de coordenadas global. Deste modo, a matriz de rigidez será dada em coordenadas locais.

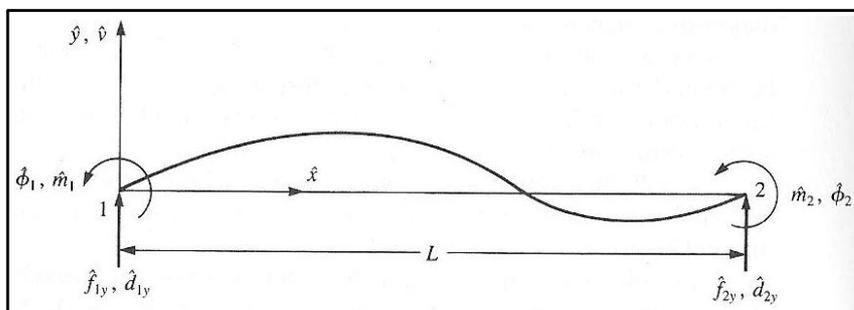


Fig. 5 Representação esquemática de uma viga (LOGAN, 1986).

Para uma viga elástico-linear, a matriz de rigidez é definida segundo a eq. (14):

$$\begin{Bmatrix} \hat{f}_{1y} \\ \hat{m}_1 \\ \hat{f}_{2y} \\ \hat{m}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1y} \\ \phi_1 \\ \hat{d}_{2y} \\ \phi_2 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

Onde:

\hat{d}_{1y} e \hat{d}_{2y} : deslocamentos na direção y dos nós 1 e 2, respectivamente. [m]

ϕ_1 e ϕ_2 : rotações em z dos nós 1 e 2, respectivamente.

Sob as hipóteses de E, A e I, constantes, a matriz de rigidez para uma viga será dada pela equação (15):

$$\{\hat{k}\} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

2.2 Extensometria

Para os ensaios de tração foram utilizados extensômetros. Foi feito um estudo preliminar para conhecimento desse sensor. As informações contidas nesta seção foram obtidas em Doebelin (1990) e Vaughan (1975).

A eq. (16) fornece a resistência elétrica de um condutor com seção transversal de área A e comprimento L, e material de resistividade ρ .

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad [\Omega] \quad (16)$$

Se o condutor é tracionado ou comprimido, há uma variação de suas dimensões, que ocasiona uma variação de sua resistência. Esse é o princípio de funcionamento de um extensômetro.

Há diferentes modos de disposição dos extensômetros. Um dos modos de disposição (que será usado nos ensaios) é em forma de roseta. A Figura 6 ilustra uma roseta delta.

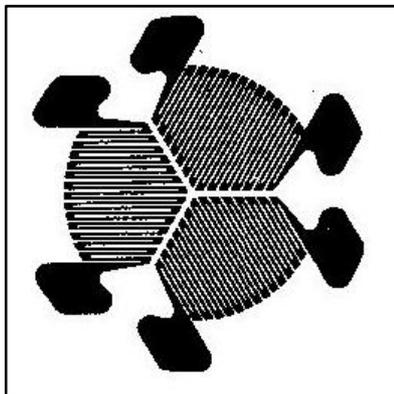


Fig. 6 Roseta delta (DOEBELIN, 1990).

É facilmente provável que três extensômetros conseguem definir as tensões principais numa região. Portanto, a roseta possibilita que seja conhecido o estado completo de tensões em uma região.

A eq. (17) define o fator de sensibilidade (FS) de um extensômetro, sujeito a uma deformação ϵ .

$$FS = \frac{dR/R}{\epsilon} \quad (17)$$

Assim, conhecido o FS (fornecido pelos fabricantes), para um dR/R obtido nos circuitos de medição, pode-se calcular a deformação sofrida pelo extensômetro.

A Figura 7 mostra uma técnica largamente utilizada para aplicação dos extensômetros: os circuitos em ponte de Wheatstone.

Quando $V_{34} = 0$ ($R_{24}/R_{14} = R_{23}/R_{13}$), a ponte é dita balanceada. Se um dos resistores for substituído por um extensômetro e uma carga for aplicada a esse extensômetro, há um desbalanceamento da ponte (causado pela variação de resistência dR), gerando um V_{34} .

Para pequenos valores de dR , a variação de V_{34} pode ser considerada linear. Assim, esse coeficiente de linearidade pode ser determinado por simples calibração,

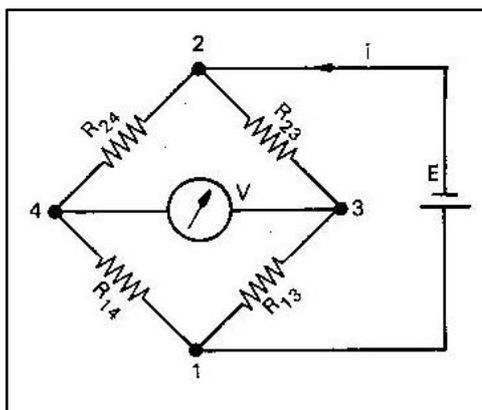


Fig. 7 Ponte de Wheatstone. (DOEBELIN, 1990).

no procedimento descrito a seguir:

- 1) Coloca-se um resistor em paralelo com o extensômetro, de resistência R_c .
- 2) Impõe-se uma voltagem de excitação e mede-se o valor de V_{34} .
- 3) Com o uso da eq. (18), determina-se o valor de ΔR correspondente.

$$\Delta R = R_1 - \frac{R_1 R_c}{R_1 + R_c} \quad [\Omega] \quad (18)$$

- 4) A sensibilidade da ponte é dada pela eq. (19).

$$S \triangleq \frac{V_{34}}{\Delta R} \quad [V/\Omega] \quad (19)$$

2.2.1 Tipos de circuitos em ponte

Há varias maneiras de se montar o circuito da ponte de Wheatstone, variando o número de extensômetros e o posicionamento deles.

A primeira e mais simples delas é a configuração de um quarto de ponte (mostrada na Figura 7), onde há apenas um resistor (extensômetro) com resistência variável (ativo). Quando todas as resistências tem o mesmo valor R , é possível relacionar V_{34} e ΔR com o uso da eq. (20).

$$V_{34} = \frac{E\Delta R}{4R} \quad [\text{V}] \quad (20)$$

Uma outra configuração é a de meia ponte. Nessa configuração, dois extensômetros são ativos (do mesmo lado da ponte, p. ex: R_{24} e R_{14}). Desse modo, ao posicionar os extensômetros ativos na mesma região da barra (um na parte de cima e outro na de baixo dela) e orientá-los na mesma direção, é possível de se medir a deflexão devida apenas a momentos. Outro fator positivo da meia ponte é o aumento da sensibilidade da ponte (o dobro da sensibilidade do arranjo de quarto de ponte), mostrado na eq. (21).

$$V_{34} = \frac{E\Delta R}{2R} \quad (21)$$

A terceira configuração possível é a ponte completa. Analogamente, há um aumento da sensibilidade, que é dobrada em relação à meia ponte.

3 REALIZAÇÃO DE TUTORIAIS

Para aprendizagem da ferramenta de MEF (MSC Marc Mentat), foram selecionados alguns tutoriais introdutórios. A seguir serão apresentados os sistemas modelados nesses tutoriais, bem como os resultados obtidos nas análises.

3.1 Barra prismática

Neste tutorial, o objetivo era calcular os deslocamentos e forças resultantes na direção x de uma barra prismática bi-engastada, com diferentes áreas de seção transversal, sujeita a uma força horizontal aplicada no centro de uma das seções transversais. A Figura 8 mostra o esquema da estrutura. A força P indicada tem o valor de 100kN.

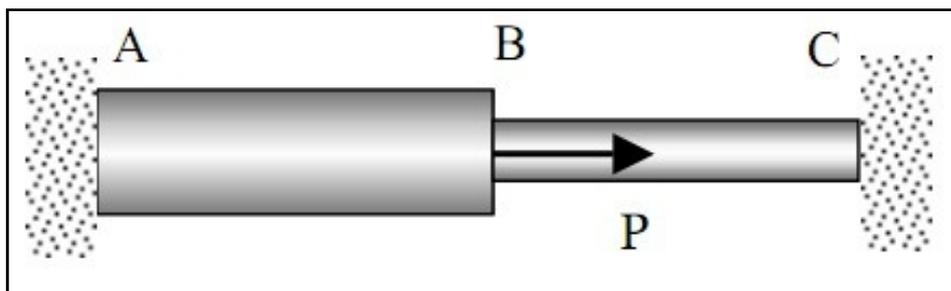


Fig. 8 Esquema físico da estrutura.

A Tabela 1 mostra as propriedades da estrutura modelada.

Tab. 1 Propriedades da estrutura

| Propriedade | Barra AB | Barra BC |
|-----------------------------------|------------------------|------------------------|
| Módulo de Elasticidade (E) | 200 kN/mm ² | 120 kN/mm ² |
| Coefficiente de Poisson (ν) | 0,3 | 0,3 |
| Comprimento (L) | 200 mm | 120 mm |
| Área (A) | 200 mm ² | 120 mm ² |

Pela simplicidade do problema, foram utilizados apenas dois elementos lineares (barra AB e barra BC) e áreas de seção transversal especificadas, já que o

objetivo era observar o comportamento somente nas extremidades das barras e não em seus interiores. As condições de contorno empregadas foram:

- restrição ao deslocamento nas direções x e y dos nós das extremidades;
- carregamento de 100kN aplicado no nó B.

Utilizando as hipóteses de material isotrópico e regime linear, encontrou-se os deslocamentos na direção x (mostrados na Figura 9).

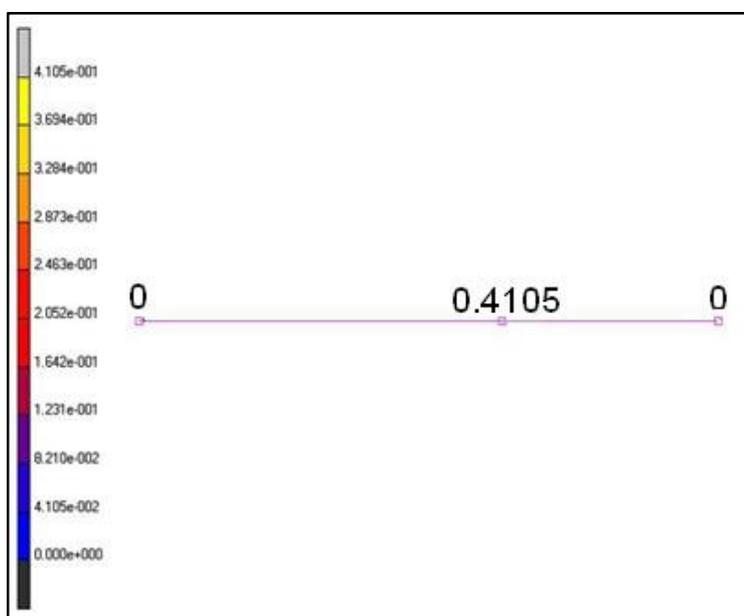


Fig. 9 Deslocamentos na direção x

Nota-se que nos nós das extremidades, o deslocamento é nulo (imposto inicialmente), e que o deslocamento no nó B é de 0,4105 mm. A partir desses deslocamentos, também são obtidas as forças reativas na direção x. Os valores encontrados são mostrados na Figura 10.

Pela análise concluiu-se que a força se distribui de modo que a reação em A seja de 42,1 kN e em C de 57,9 kN.

Este tutorial era introdutório, de modo que abordava os comandos básicos do programa, realizando, assim, análises de estruturas muito elementares. O tutorial seguinte já é um pouco mais elaborado e aborda os aspectos construtivos de uma malha formada por elementos planos.

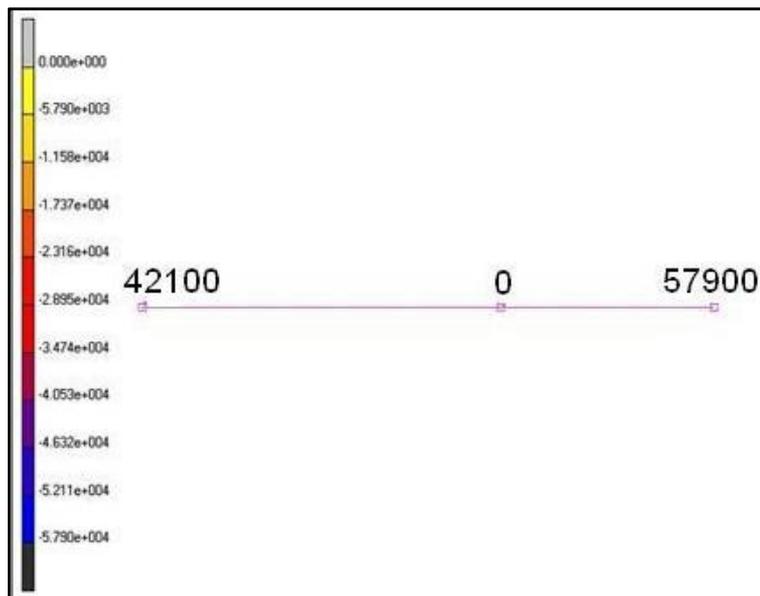


Fig. 10 Forças reativas.

3.2 Viga em Flexão

O objetivo deste tutorial era determinar as tensões de Von Mises atuantes numa viga engastada, sujeita a uma força transversal aplicada no ponto superior de sua extremidade livre. Assim, foi modelada uma viga em flexão. A geometria do problema (dimensões em mm) é dada pela Figura 11.

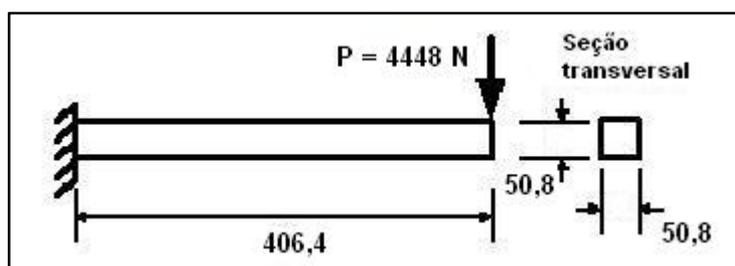


Fig. 11 Geometria da estrutura e carregamento

O material da estrutura foi modelado como isotrópico, com módulo de elasticidade 206,8 GPa e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$. A malha da viga foi formada por 32 elementos planos retangulares, de igual tamanho, como mostra a Figura 12. Para representar os esforços aplicados na estrutura, foi aplicada uma força no nó superior direito da estrutura e foram restringidos os deslocamentos verticais e

horizontais nos nós da face esquerda. Essas condições de contorno também estão representadas na Figura 12.

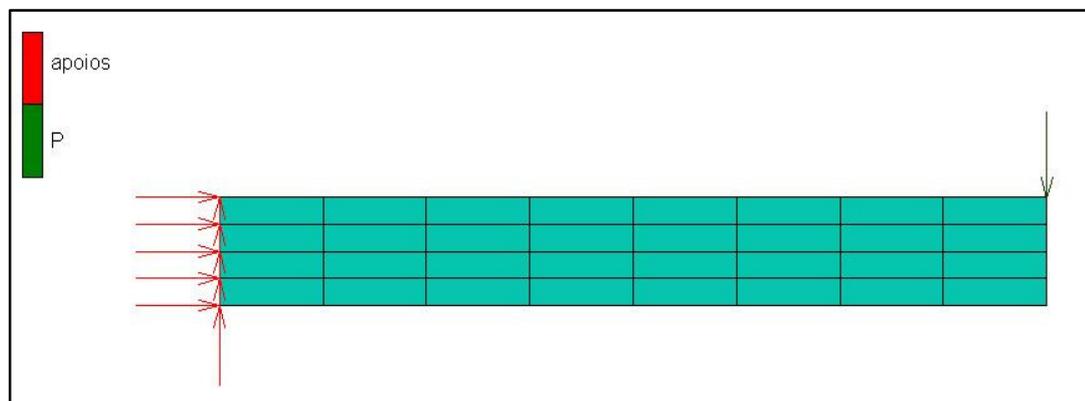


Fig. 12 Malha gerada e condições de contorno impostas

Para as condições de estado plano de tensões (já que não há esforços na direção normal ao plano mostrado), obteve-se a distribuição de tensões mostrada na Figura 13. Os valores mostrados representam as tensões normais na direção x , causadas pela flexão da estrutura. O retângulo vinho mostra como a estrutura era antes de sofrer a carga. Como esperado, a força na extremidade provoca tensões normais de tração (positivas) na parte superior da estrutura e de compressão (negativas) na parte inferior.

3.2.1 Comparação com resultados teóricos

Observando-se a Figura 13, nota-se que o maior valor de tensão na estrutura calculado pelo modelo em elementos finitos foi de 58,4 MPa. O modelo também fornece os resultados numéricos correspondentes a cada nó. Com esses dados descobre-se que o nó que possui esse valor de tensão é o nó superior esquerdo da viga. Segundo o manual do software, o resultado numérico de um nó é igual à média dos valores em cada um dos centróides dos elementos dos quais esse nó faz parte. Logo, o valor de tensão máxima, encontrada no nó superior esquerdo corresponde à tensão atuante no centróide do elemento superior esquerdo da viga. A teoria fornece

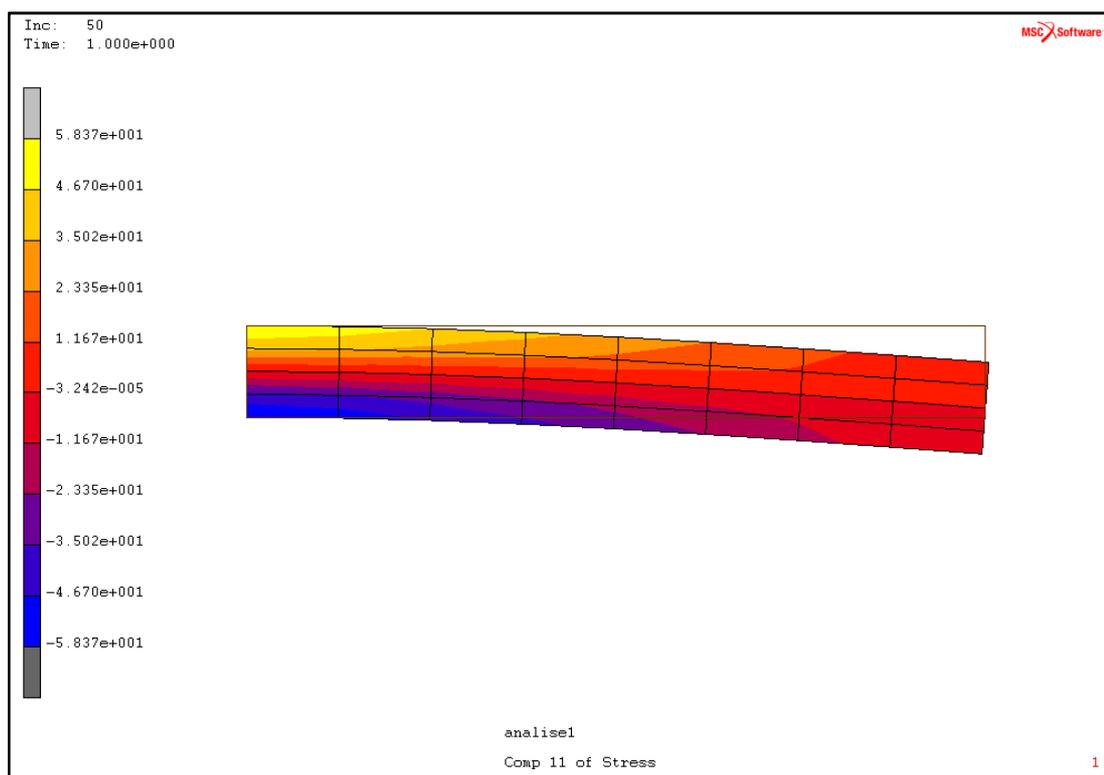


Fig. 13 Tensão normal na direção x.

a eq. (22), que permite calcular analiticamente a tensão normal devido à flexão em qualquer ponto da viga.

$$\sigma = \frac{F.d.z}{I_z} \quad [\text{Pa}] \quad (22)$$

Onde:

$d \rightarrow$ braço da força atuante [m] $z \rightarrow$ distância vertical da LN [m]

$I_z \rightarrow$ Momento estático em relação à LN [m⁴]

O centróide do elemento citado dista 381 mm da linha de ação da força aplicada e 19,05 mm da linha neutra da viga. Assim, a tensão normal na direção x devido à flexão nesse ponto é de 58,2 MPa. Nota-se, portanto, que há aderência entre os valores calculados analítica e numericamente (58,2 MPa e 58,4 MPa), já que o erro relativo entre eles é de 0,34%.

3.3 Treliça

Neste tutorial pretendia-se calcular os deslocamentos na direção vertical de uma treliça de 40"X30" (1,016mX0,762m) com 1 pol² (645,16mm²) de área de seção transversal, conforme é mostrado na Figura 14. O material da estrutura era aço (isotrópico), com $E = 29,5$ Mpsi (203,4 MPa) e $\nu = 0,3$. O carregamento eram duas forças nos nós 2 e 3 de valores 20000 lbf (88,96 kN) na horizontal e 25000 lbf (111,2 kN) na vertical, respectivamente.

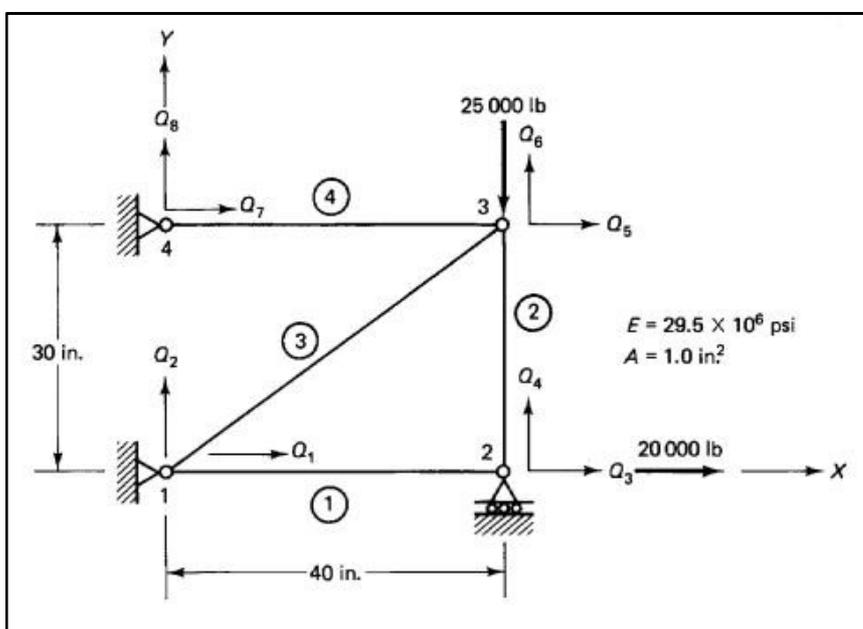


Fig. 14 Geometria e condições de contorno.

A malha foi formada por quatro elementos, cada um representando uma das barras a serem estudadas. Restringiu-se os deslocamentos horizontais e verticais dos nós 1 e 4, bem como o deslocamento vertical do nó 2. A Figura 15 mostra a malha e as condições de contorno modeladas no software.

Novamente assumindo estado plano de tensões (já que não há tensões na direção do eixo z), foram encontrados os deslocamentos verticais em todos os nós da estrutura. Como esperado, o único ponto que apresenta deslocamento na direção y é a extremidade da barra onde não há vínculos restringindo seu movimento. Esse deslocamento é de 0,0222458" (0,565mm). Os resultados são apresentados na Figura 16.

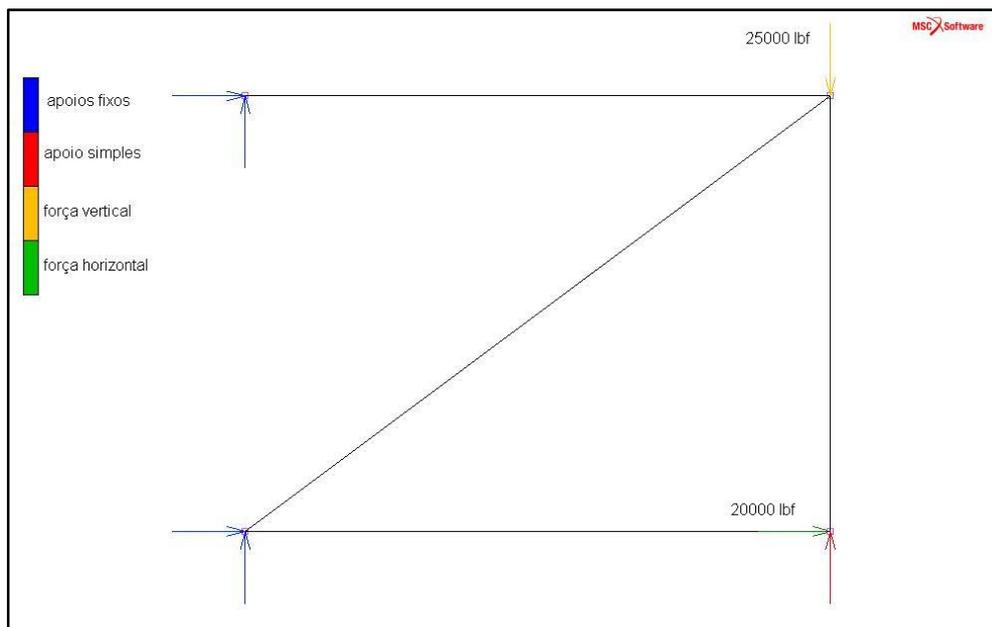


Fig. 15 Malha gerada e condições de contorno impostas.

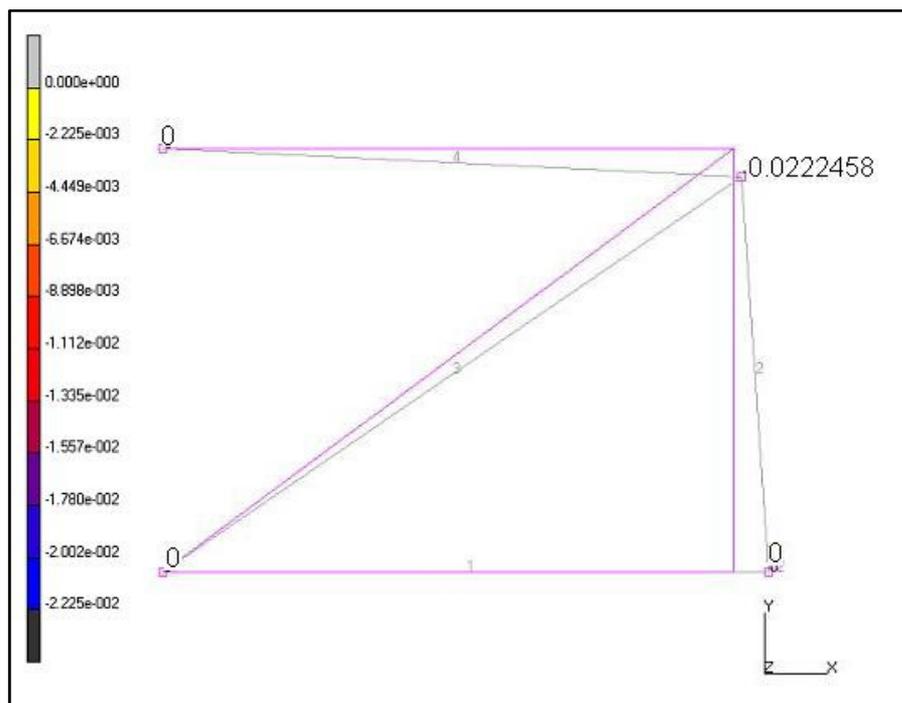


Fig. 16 Deslocamentos na direção y.

4 ESTUDO DO CONTATO

A junta aeronáutica estudada pelo projeto era formada por duas chapas de fuselagem unidas por prendedores. Como citado, o projeto pretendeu modelar essa junta, buscando a validação num ensaio de tração. No ensaio de tração, as forças externas aplicadas nas chapas causam uma interação entre os furos da junta e os respectivos rebites neles inseridos. Essa interação é uma força de contato. Assim, para melhor entendimento do comportamento do sistema durante o ensaio de tração, foi necessário que se fizesse um estudo do contato.

Segundo Johnson (1985), a primeira análise satisfatória do contato entre dois corpos elásticos foi feita por Hertz. A teoria proposta por Hertz exige muitas hipóteses simplificadoras, restringindo-se à resolução de problemas elementares. Exatamente por essa simplicidade, essa foi a abordagem considerada nesse relatório para um estudo inicial do contato, juntamente com as hipóteses simplificadoras que ela exige. São elas:

- Superfícies contínuas e não-conformáveis;
- Pequenas deformações (linearidade);
- Cada sólido pode ser considerado como um semi-espaco elástico (dimensões envolvidas muito menores do que a largura de contato);
- Coeficiente de atrito entre as superfícies nulo.

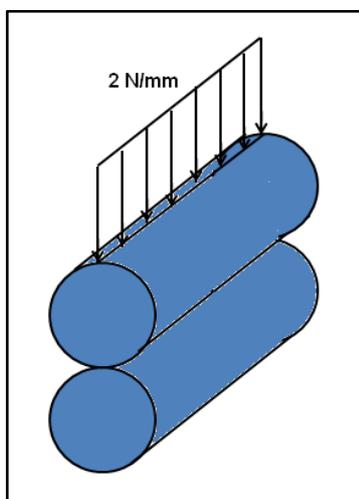


Fig. 17 Cilindros convexos em contato.

4.1 Contato entre um cilindro deformável e um cilindro rígido.

Diante dessas simplificações, com o objetivo de familiarização com o programa, foi considerado um problema de contato muito semelhante ao problema junta-prededor. O problema envolve o contato de dois cilindros convexos (com diâmetro de 10 mm), pressionados por um carregamento normal uniforme de 2 N/mm ao longo de seus comprimentos. A Figura 17 ilustra o problema.

Segundo Johnson (1985), o problema pode ser considerado bidimensional. Para tanto, foi gerada uma malha plana, com elementos triangulares quadráticos, de estado plano de deformação. Como o problema é simétrico, foi necessário modelar apenas um quarto de seção transversal. Além disso, para redução do número de elementos necessários, apenas o cilindro superior foi considerado como corpo deformável. Seu material é aço, com $E = 206,8$ GPa (isotrópico) e $\nu = 0,3$. O cilindro inferior é um corpo rígido, modelado como uma curva, de diâmetro 10 mm. Além destes corpos de contato (cilindro superior e inferior), foi adicionado um corpo de contato para que se garantisse a simetria do problema, chamado de simetria.

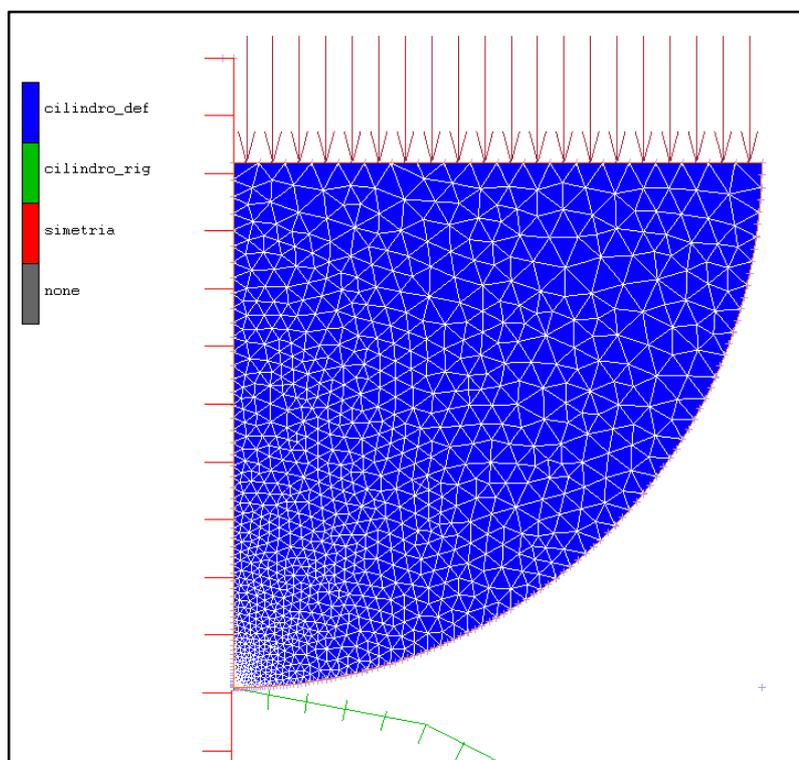


Fig. 18 Malha gerada com 1986 elementos, pressão aplicada e corpos de contato.

A Figura 18 mostra uma das malhas geradas para o estudo do contato (com 1986 elementos), a condição de contorno (força distribuída ao longo da aresta superior, no valor de 0,2 N/mm) e os corpos de contato utilizados.

Conforme Souza (1999), foi feito um estudo de convergência, refinando cada vez mais a malha, até que a tensão σ_x (tangente ao contato) não se alterasse mais. A convergência foi atingida em uma malha com 12596 elementos.

Os resultados obtidos para as tensões σ_x (tangente ao contato) e σ_y (normal ao contato) são mostrados na Figura 19, numa visão ampliada da região de contato.

Para a análise dos resultados, partiu-se de duas definições:

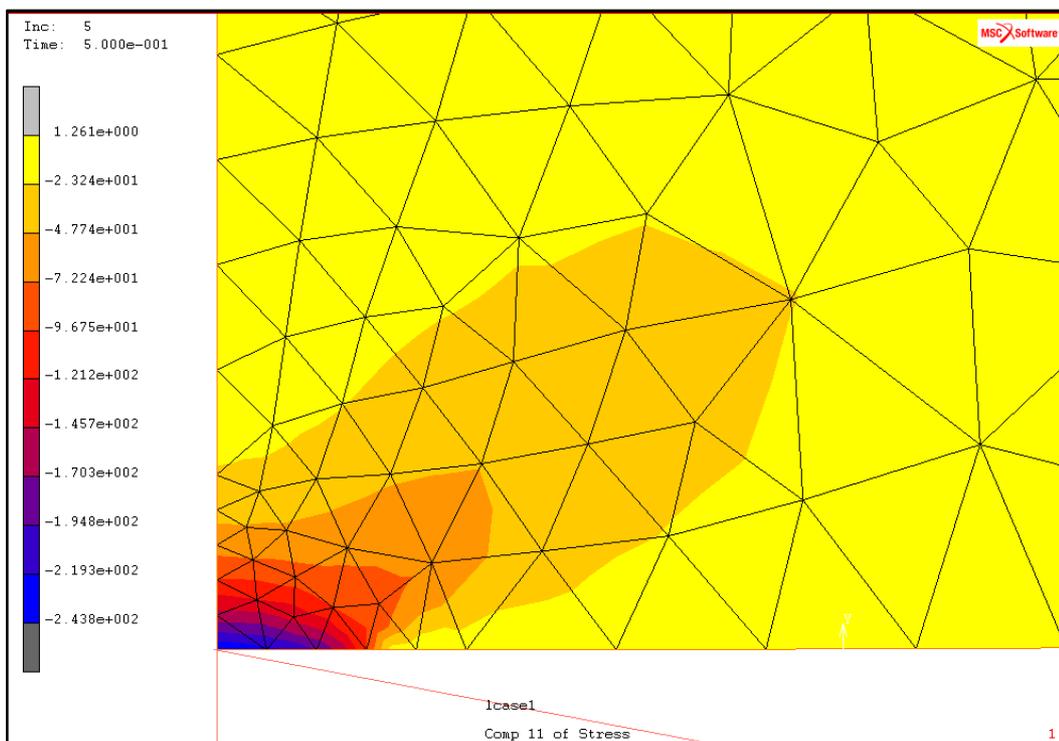
$$E^* \rightarrow \frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (23)$$

$$R \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

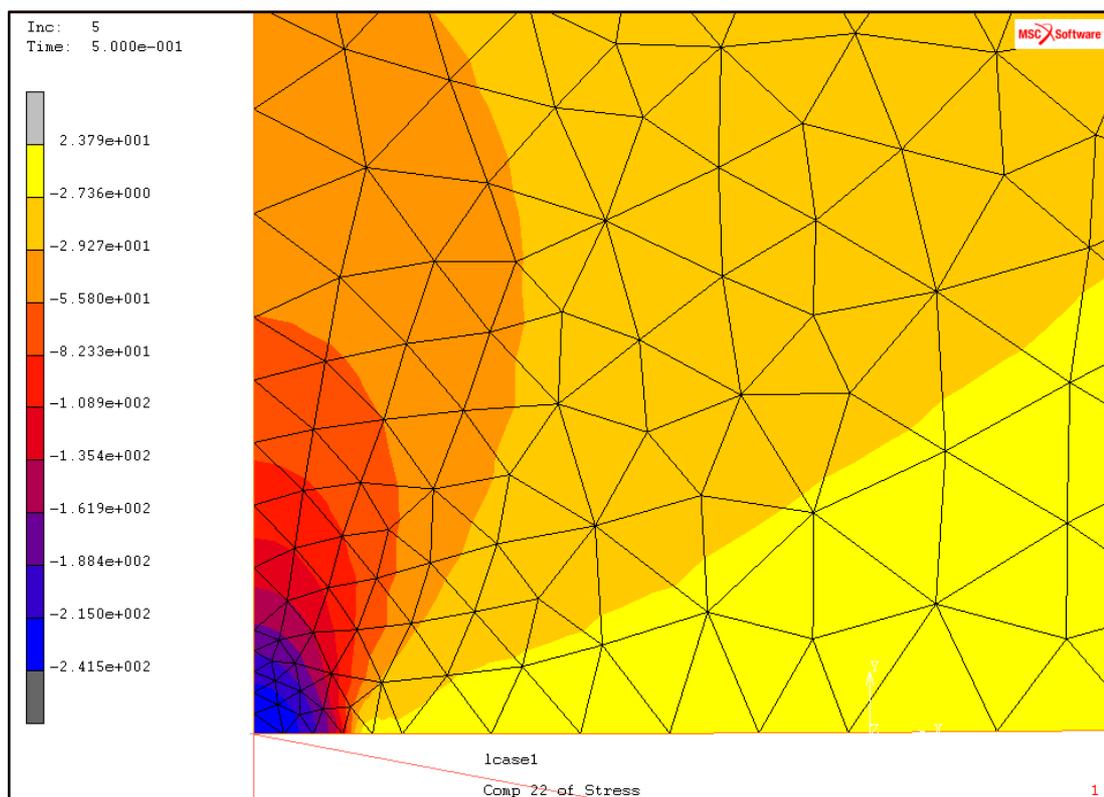
Onde:

E_1 e E_2 são os módulos de elasticidade dos cilindros 1 e 2, respectivamente. [Pa]

R_1 e R_2 são os raios de curvatura dos cilindros 1 e 2, respectivamente. [m]



(a)



(b)

Fig. 19 Distribuição de tensões: (a) σ_x e (b) σ_y

Como um dos cilindros foi modelado como indeformável, despreza-se sua influência na pressão, ou seja, ele possui E_2 muito elevado e a parcela $\frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ tende a zero. Da eq. (24), extraída de Johnson (1985), foi possível obter analiticamente a máxima pressão de contato (p_0).

$$p_0 = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \text{ [Pa]} \quad (24)$$

Foi calculada uma pressão de contato de 240,6 MPa. A partir dessa pressão teórica, pode-se calcular uma largura de deformação no contato ($2a$), utilizando-se a eq. (25). Com isso, encontrou-se um valor de $2a = 10,58 \mu\text{m}$.

$$a = \frac{2P}{\pi p_0} \text{ [m]} \quad (25)$$

Johnson (1985) diz que as tensões σ_x e σ_y na região do contato devem ser aproximadamente iguais a $-p_0$. O erro relativo entre σ_x máximo (-243,8 MPa) e $-p_0$ (-240,6 MPa) foi de 1,3% e o erro relativo entre σ_y máximo (-241,5 MPa) e $-p_0$ foi de 0,4%. Além disso, a teoria afirma (e o modelo comprova) que no eixo de simetria essas são direções principais, a partir das quais se pode calcular a máxima tensão de cisalhamento no plano xy. Ainda segundo a teoria, $\tau_{\max} = 0,3p_0$ (72,2 MPa). A tensão de cisalhamento máxima fornecida pelo modelo foi 73,3 MPa, resultando num erro relativo de 1,5%. Portanto, pode-se afirmar que há boa aderência entre os valores teóricos e os valores obtidos numericamente.

4.2 Contato entre dois cilindros deformáveis.

Analogamente ao problema anterior, foi modelado o contato entre dois cilindros deformáveis de diâmetro 10 mm. O primeiro cilindro foi formado por 12700 elementos e seu material era aço, com $E = 206,8$ GPa (isotrópico) e $\nu = 0,3$. Já o segundo cilindro foi formado por 11888 elementos e seu material era alumínio, com $E = 10$ GPa (isotrópico) e $\nu = 0,33$. Vale ressaltar que o número de elementos de cada cilindro é aproximadamente o mesmo número de elementos necessários para garantir a convergência do caso anterior.

Novamente foi utilizada como condição de contorno a força distribuída ao longo da aresta superior do cilindro superior, no valor de 0,2 N/mm). Os corpos de contato, porém, foram o cilindro superior, o cilindro inferior (ambos deformáveis) e a simetria.

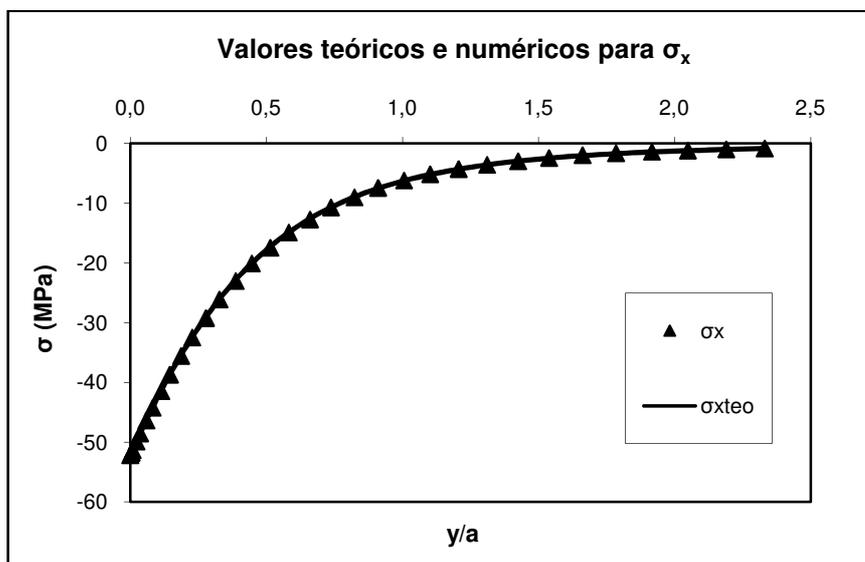
Foi gerada uma tabela, encontrada no Apêndice A com os valores numéricos obtidos das tensões σ_x e σ_y (e da conseqüente τ). Esses valores foram comparados com a distribuição de tensões de Hertz fornecida por Johnson (1985):

$$\sigma_{xteo} = -\frac{p_0}{a} [(a^2 + 2y^2)(a^2 + y^2)^{-1/2} - 2y] \quad (26)$$

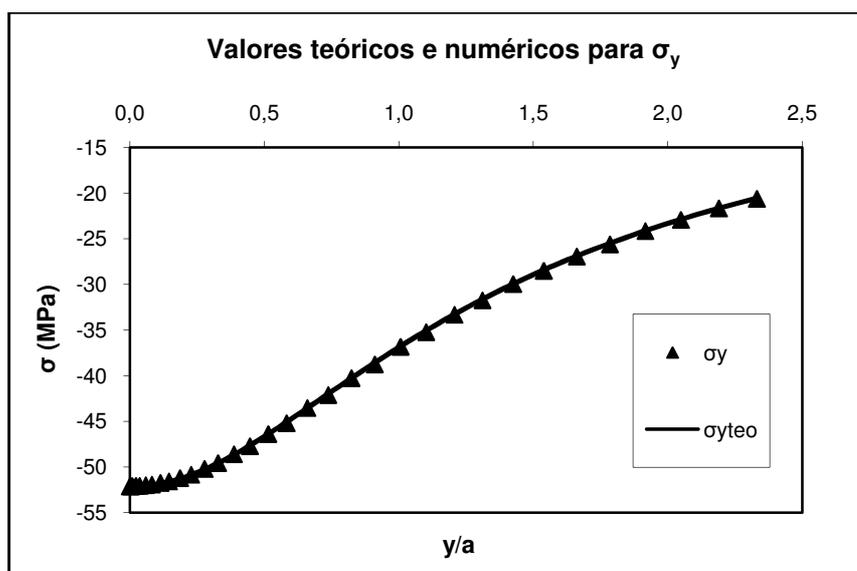
e

$$\sigma_{yteo} = -p_0 \left[1 + \left(\frac{a}{y} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (27)$$

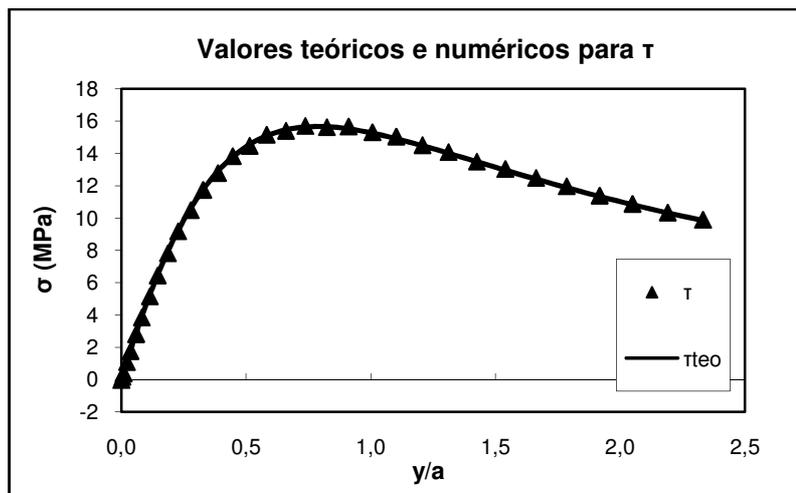
A Figura 20 mostra a comparação dos valores das tensões σ_x , σ_y e τ numéricos (marcadores triangulares) com os valores teóricos (linha contínua) da eq. (26) e da eq. (27), respectivamente. Os gráficos mostram a distribuição dessas tensões no eixo de simetria, em função da relação entre a coordenada normal ao contato (y) e a metade da largura de deformação no contato (a). Como pode ser percebido, há boa aderência entre esses valores, pois o erro relativo máximo para σ_x foi de 3,7%, para σ_y foi de 0,5% e para τ foi de 0,3%.



(a)



(b)



(c)

Fig. 20 Comparação entre valores teóricos e numéricos para: (a) σ_x , (b) σ_y e (c) τ .

5 ENSAIO DE TRAÇÃO

Para validação do modelo construído em elementos finitos no software MSC Marc, foi realizado um ensaio experimental de tração à temperatura ambiente.

O ensaio foi realizado em regime elástico, com a finalidade de analisar a variação das tensões ao longo da junta, sem que se alterasse ou destruísse a mesma (já que o número de juntas disponíveis é pequeno). Nos próximos itens será dada uma descrição detalhada do planejamento do ensaio, dos equipamentos utilizados e dos procedimentos realizados. Em seguida é feita uma análise dos resultados obtidos, buscando confirmar as hipóteses assumidas no planejamento, bem como identificar novos comportamentos que não haviam sido previstos inicialmente.

5.1 Descrição da junta

A junta ensaiada foi fornecida pela Embraer. O ensaio foi realizado de acordo com o ensaio proposto para essa junta pela empresa. A junta é composta por duas chapas, unidas por quatro rebites. O material dos rebites é a liga Al 2117-T3 e o material das chapas é o Al 2024-T3. As dimensões da junta (em mm) e sua geometria são dadas na Figura 21.

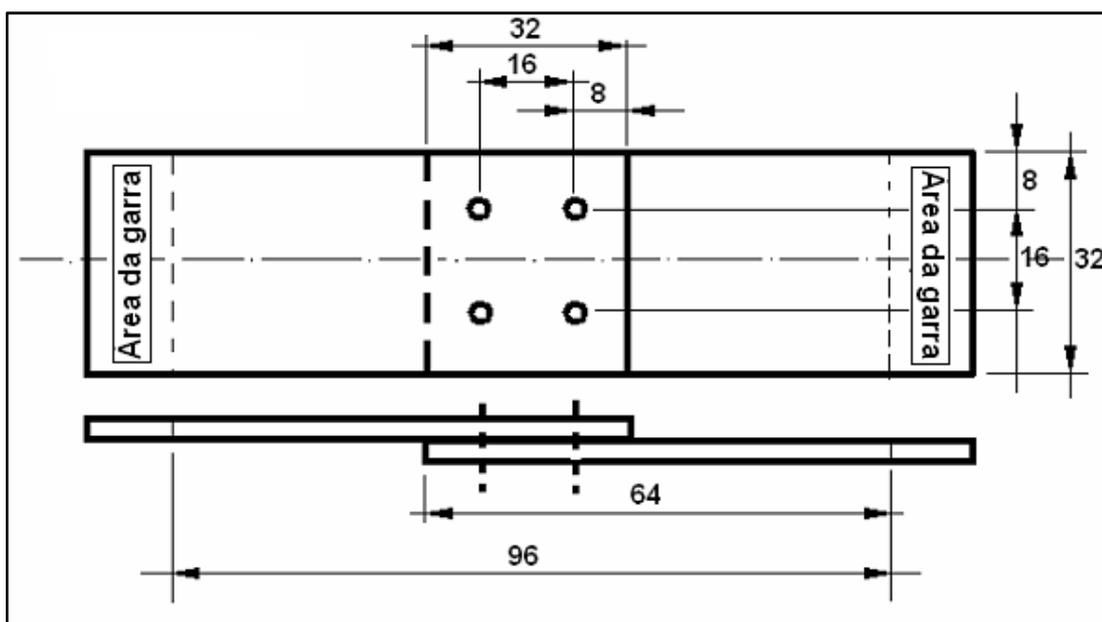


Fig. 21 Dimensões e geometria da junta.

5.2 Planejamento do ensaio

5.2.1 Cálculo preliminar da força máxima admissível

Para que fosse realizado o ensaio de tração em regime elástico, foi necessária uma estimativa inicial da força máxima a ser aplicada na amostra de modo que não se ultrapassasse os limites elásticos dos materiais da junta. Inicialmente foram utilizados três critérios: cisalhamento do rebite, tração e compressão das chapas. As propriedades desses materiais, extraídas de MIL Handbook (2003), são mostradas na Tabela 2.

Tab. 2 Propriedades dos materiais da junta (MIL HANDBOOK, 2003).

| Material | F_{ty} (MPa) | F_{su} (MPa) | F_{cy} (MPa) |
|------------|----------------|----------------|----------------|
| Al 2024-T3 | 310 | 282 | 290 |
| Al 2117-T3 | - | 207 | - |

Para o primeiro critério foi necessário que se encontrasse a área de seção ao cisalhamento de um rebite. Do catálogo do fornecedor (Allfast), tirou-se o diâmetro nominal dos rebites ($5/32$ pol = 3,97 mm). Deste modo, foi estimado que a área sujeita ao cisalhamento dos quatro rebites é de 49,5 mm². Da Tabela 2, $F_{su} = 207$ MPa, e portanto a força admissível ao cisalhamento dos rebites é de 10,2 kN. Esse mesmo catálogo sugere que a força cisalhante admitida para um rebite é de 596 libras ou 2,65 kN. Portanto, para quatro rebites, essa força seria de 10,6 kN, muito próxima do calculado (erro relativo de 3,8%).

Para o segundo critério foi necessário que se determinasse a área da chapa a ser comprimida. Esta área, igual a quatro vezes a área de seção longitudinal de um rebite, foi estimada em 28 mm². Da Tabela 2, $F_{cy} = 290$ MPa, e portanto a força admissível à compressão das chapas é de 16,2 kN. As dimensões dos rebites podem ser observadas na Figura 22.

Finalmente, para o terceiro critério, é necessário que se encontre a área das chapas sujeita à tração. Das Figuras 21 e 22 obteve-se a largura da junta (32 mm) e a espessura de uma chapa (1,6 mm). Assim, a área total transversal de uma chapa é de

51,2 mm² e a força admissível à tração da chapa é de 11,6 kN. Conclui-se, então, que a força máxima admissível ao ensaio será a de menor valor: 10,2 kN.

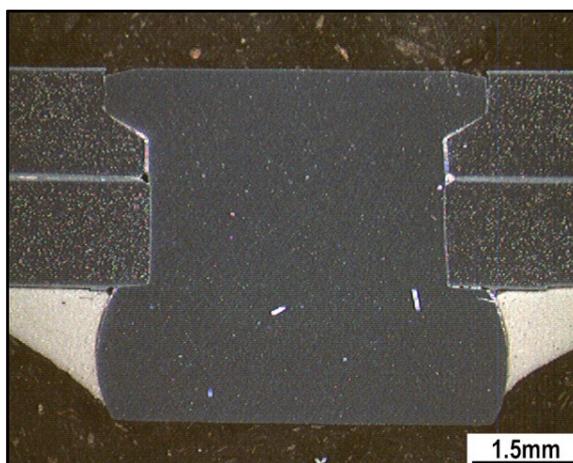


Fig. 22 Corte transversal da junta.

5.2.2 Modelagem em elementos finitos e alteração da força máxima admissível.

Foi feita uma modelagem em elementos finitos no MSC Marc Mentat para tentar prever o comportamento da junta no ensaio. Como o objetivo era ter uma idéia do comportamento global, não foi modelado o contato, que explicaria os comportamentos locais, na região próxima ao rebite.

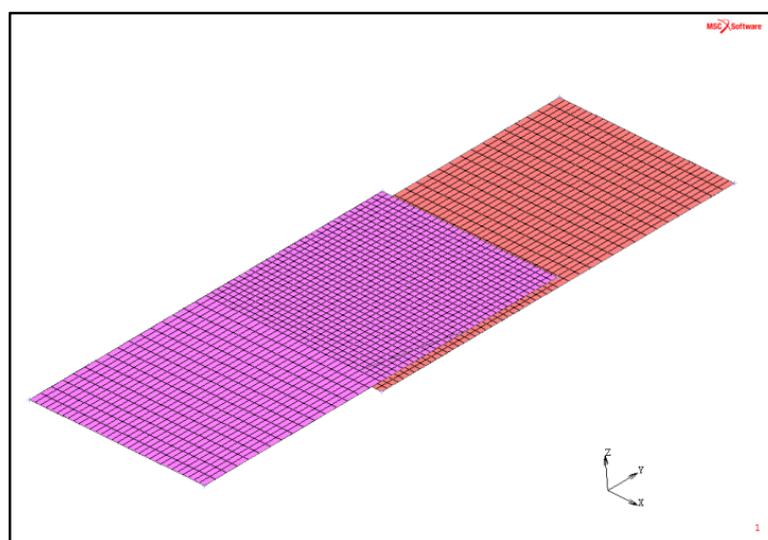


Fig. 23 Chapas superior e inferior.

A geometria do modelo foi simples. Foram construídas duas malhas planas (com elementos de casca), separadas por uma distância igual a uma espessura de chapa e mostradas na Figura 23. Ou seja, essas malhas representam o plano de média espessura das chapas superior e inferior.

Unindo essas duas chapas, foram feitas quatro linhas (eixos dos prendedores da junta). A essas linhas foi associado um tipo de elemento fornecido pelo software chamado “bushing”. A Figura 24 (cujos eixos estão levemente rotacionados em x para facilitar visualização dos elementos “bushing”) explica melhor essa configuração.

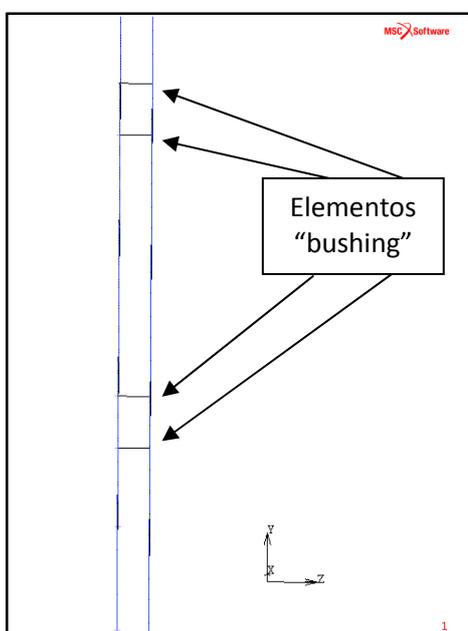


Fig. 24 Vista lateral das chapas (eixos rotacionados em x).

Esse elemento pretendia representar o comportamento do rebite. Os parâmetros que definem esse elemento são rigidez axial e flexibilidade ao cisalhamento. As forças aplicadas pela máquina do ensaio de tração foram representadas da seguinte maneira: um carregamento distribuído na extremidade de uma das chapas (representando uma das garras da máquina) e um engastamento na extremidade da outra chapa (representando a outra garra). Além disso, nas laterais das chapas foram adicionadas restrições às rotações no eixo y e z.

Contudo, ao rodar o modelo, o comportamento apresentado pela junta não foi de tração simples (comportamento previsto nos critérios de falha mostrados anteriormente). Ao invés disso, o modelo mostrou que as chapas eram fletidas. A Figura 25 é uma vista lateral da chapa, onde pode ser observada a diferença entre a junta fletida (em azul) e a junta descarregada (em vermelho).

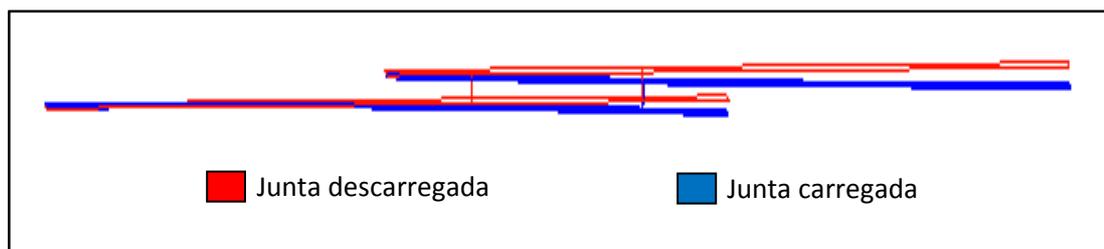


Fig. 25 Vista lateral da junta mostrando-a sem e com carregamento.

Com isso, para a força 10,2 kN calculada preliminarmente, esse comportamento de flexão causou tensões muito maiores do que a tensão de escoamento. A força aplicada foi então substituída pelo valor de 1024 N (pressão de -20N/mm^2 agindo numa área de $51,2\text{ mm}^2$) para que as tensões resultantes fossem menores do que a tensão de escoamento do alumínio.

As tensões na direção do comprimento para esse novo carregamento são mostradas na Figura 26. Para melhor visualização do comportamento de detalhe, foram criadas duas vistas ampliadas desses resultados para a chapa engastada.

Foi proposta uma explicação que procura, ao menos, dar um embasamento superficial sobre o comportamento do sistema. É importante lembrar que esse é apenas um modelo de referência, para que se saiba um valor máximo de força a ser aplicada de modo a não ocorrer escoamento.

Como dito, a vista B mostra em detalhe os resultados para a chapa engastada. Para melhor compreensão desta análise, a região sob tração da vista B (da Figura 26) será chamada de região anterior ao prendedor e a região sob compressão será chamada de região posterior ao prendedor. A região posterior ao prendedor é comprimida porque resiste à movimentação deste, imposta pela outra chapa, que é puxada. Consequentemente, a região anterior ao prendedor é tracionada, pois tende a resistir à movimentação da região posterior.

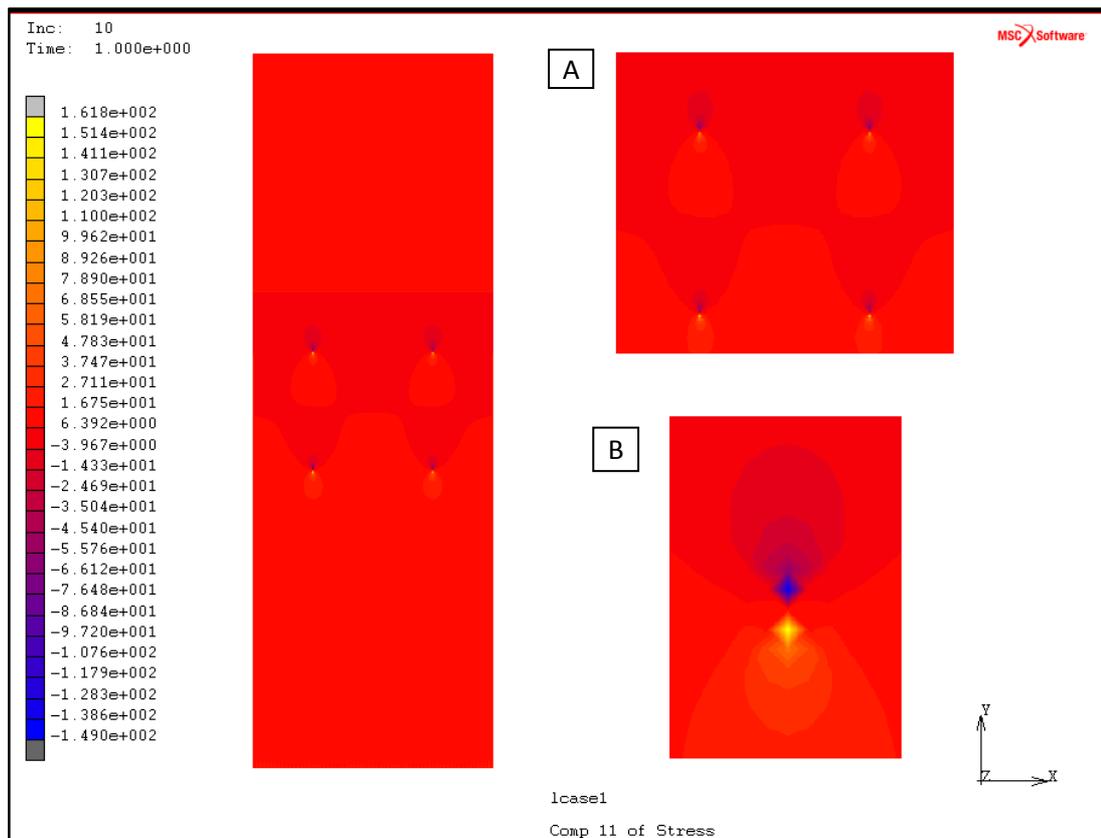


Fig. 26 Distribuição de tensões na direção y para a chapa engastada.

Quanto aos resultados quantitativos, nota-se que a tensão máxima na direção y foi 161,8 MPa.

Sabe-se que a tensão normal (σ) causada por um binário (M) num ponto de uma viga com momento de inércia à flexão (I) a uma distância d da linha neutra é dada pela eq. (28):

$$\sigma = \frac{Md}{I} \quad (28)$$

Assim, considerando um binário aplicado por uma força $F = 1024\text{N}$ com um braço de uma espessura de chapa (1,6 mm), tem-se $M = 1638,4 \text{ mm}$. Substituindo os dados referentes a uma chapa da junta na eq. (28), resulta em $\sigma = 159,6 \text{ MPa}$. Valor muito próximo da tensão máxima fornecida pelo modelo, com erro relativo 1,36%.

De posse dessas informações é possível imaginar que haja um momento concentrado nas juntas, que origina o aumento da tensão σ_y .

A Figura 27 apresenta as tensões de Von Mises fornecidas pelo modelo. Nota-se que o pico de tensão foi 197,7 MPa. Como a tensão de escoamento do alumínio a tração é 307 MPa, pôde-se aplicar essa carga de 1024 N no ensaio de tração sem que houvesse deformação plástica.

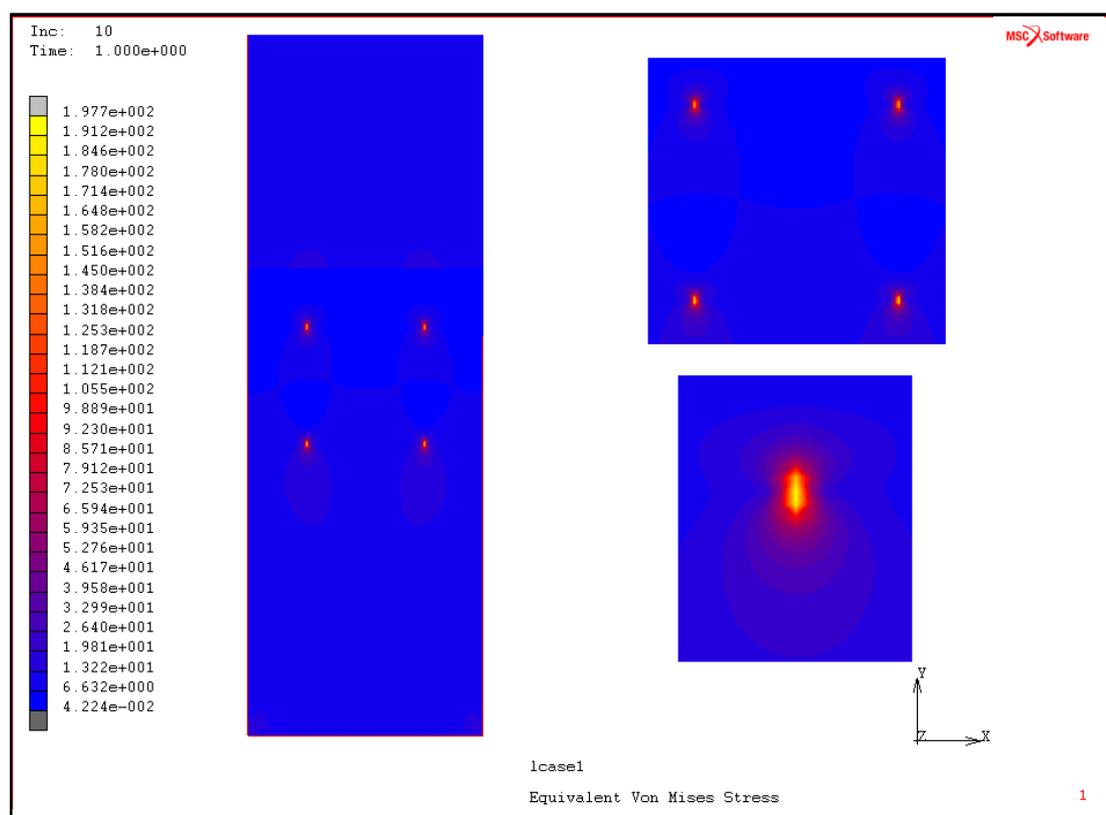


Fig. 27 Tensões de Von Mises para a chapa engastada.

5.2.3 Posicionamento dos extensômetros

Calculada a força máxima que podia ser aplicada, determinou-se o posicionamento dos extensômetros e as forças que seriam aplicadas ao longo do ensaio. Inicialmente foi feito um procedimento, chamado de etapa de controle, que teve o intuito de garantir que o ensaio fosse configurado corretamente, de modo que fornecesse medições que de fato representassem o comportamento da peça. Para isso, inicialmente seriam posicionados extensômetros paralelos em ambas as extremidades

da junta próximas às garras (19, 21, 23, 25, 28 e 30), ligados em um quarto de ponte cada. O objetivo era que as tensões desses extensômetros fossem aproximadamente iguais entre si e também iguais aos resultados esperados para tração simples e uniforme. Nessa etapa seria usada uma força de 1 kN.

Após essa averiguação, seriam desfeitas as ligações iniciais e feitas novas ligações, com diferentes objetivos, explicados a seguir. A Figura 28 auxilia no entendimento da numeração e da explicação do posicionamento dos extensômetros. O Apêndice B mostra o posicionamento mais detalhado dos extensômetros, cotando as distâncias relevantes.

- Teste de hipótese 1: os extensômetros 23, 24, 25 e 26 seriam ligados em meia ponte (24 com o 25 e 23 com o 26), para que se pudesse verificar se havia tensão causada por momento fletor imposto pela garra.
- Teste de hipótese 2: os extensômetros 13 e 14 seriam posicionados no eixo de simetria das placas, nas extremidades das chapas próximas aos rebites, para que se pudesse verificar se a tensão nessa região é próxima de zero.
- Comportamento em região não-crítica: seriam posicionados os extensômetros 15, 16, 17, 18 em regiões um pouco afastadas dos rebites em meia-ponte (15 com o 16 e 17 com o 18).
- Comportamento em regiões críticas: para o detalhamento do estado de tensões nas regiões próximas aos prendedores (nas quais o modelo apontou picos de tensão) foram instaladas rosetas (1 a 12) e extensômetros simples (20 e 22).

Seriam aplicados os carregamentos de 0,8 kN; 1,024 kN e 1,2 kN.

Devido a dificuldades encontradas ao longo do ensaio, alguns extensômetros não puderam ser utilizados e todos os extensômetros foram ligados em um quarto de ponte. Além da etapa de controle, com força de 1 kN, foi aplicada apenas uma força de 1,8 kN. Ainda assim, foi possível tirar conclusões importantes sobre as hipóteses levantadas acima. Os resultados do ensaio podem ser encontrados na seção 5.1.4.

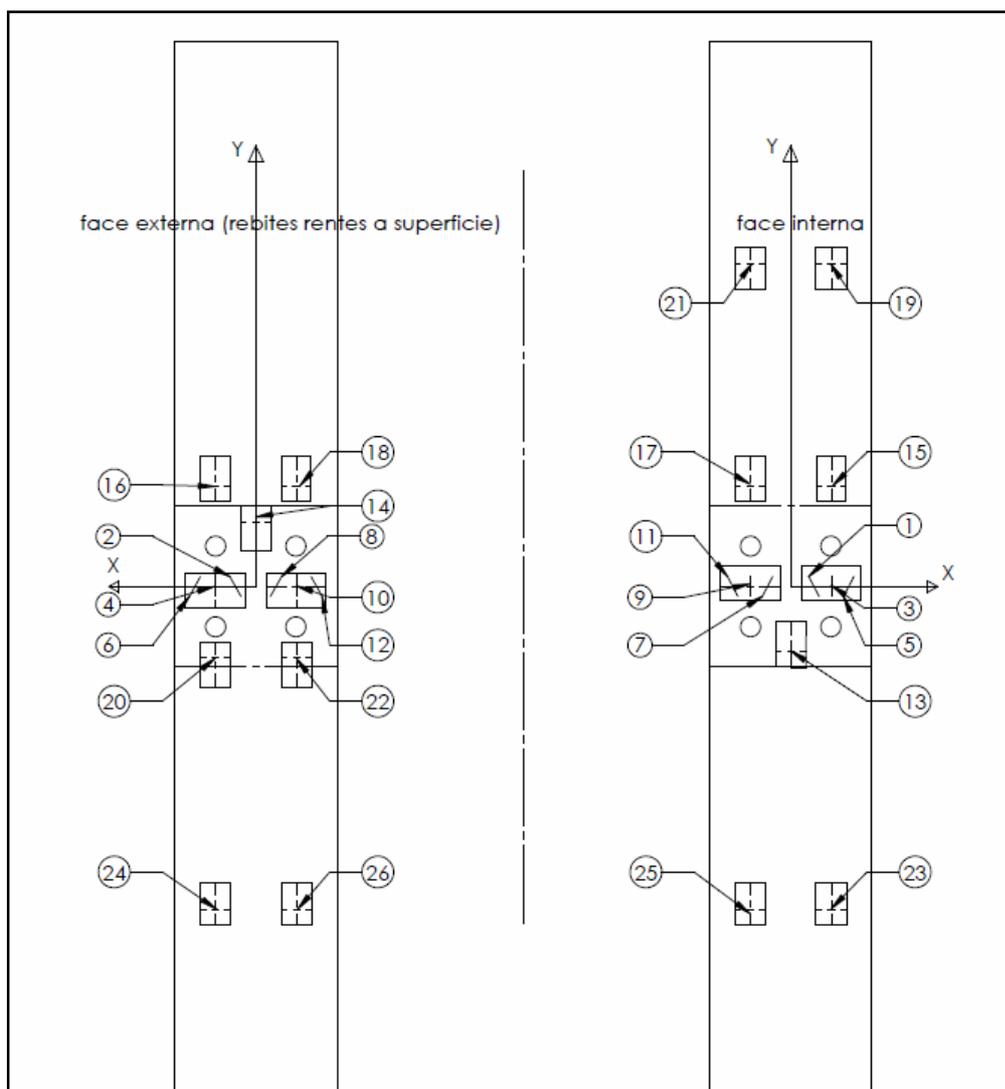


Fig. 28 Numeração e posicionamento dos extensômetros.

5.3 Descrição dos equipamentos utilizados

Para medição das tensões foram usadas duas configurações de extensômetros: extensômetros simples e rosetas. Adquiridos da empresa Excel Sensores Ind. Com. Exp. LTDA., os extensômetros simples eram do tipo PA-13-125AA-120L e possuíam fator de sensibilidade 2,13. Já as rosetas adquiridas da empresa Vishay Micro-Measurements eram do tipo L2A-13-125LR-120 e possuíam fatores de sensibilidade 2,07; 2,1 e 2,07 (datasheet encontrado no Anexo A).

Os sinais provenientes dos extensômetros foram aquisitados por meio do sistema ADS2000, fornecido pela Lynx Tecnologia Eletrônica. Este sistema,

equipado por placas AI 2164, possuía capacidade de aquisição simultânea de 32 canais. A configuração do ensaio e a digitalização desses sinais foi realizada pelo software AqDados 7, também fornecido pela Lynx Tecnologia Eletrônica, instalado no notebook.

A carga para ensaio foi aplicada pelo sistema *MTS Landmark – Servohydraulic Test System*. Características desse equipamento podem ser encontradas na Tabela 3. O controle das operações foi realizado por meio do software fornecido pelo próprio sistema, cuja interface gráfica pode ser visualizada no Apêndice C.

Tab. 3 Características da máquina atuadora MTS Landmark

| Capacidade estática | Capacidade dinâmica | Faixa de T de operação |
|---------------------|---------------------|------------------------|
| 333 kN | 250 kN | -40°C / +177°C |

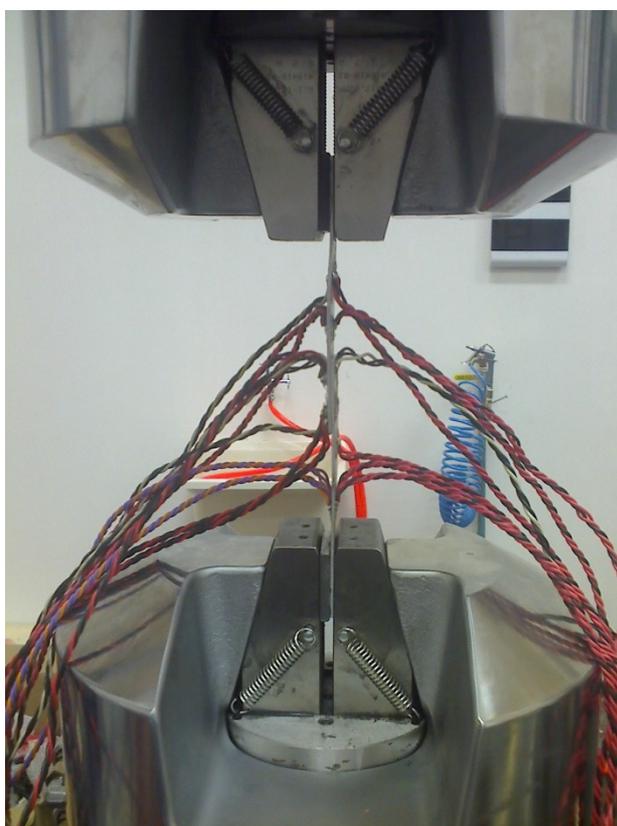


Fig. 29 Fixação do corpo de prova ao sistema de aplicação de carga.

A amostra foi afixada à MTS por meio de uma garra plana (utilizada para afixar corpos de prova planos) e cônica, conforme pode ser visto na Figura 29. Uma característica importante era que a mínima espessura de corpo de prova em que a garra conseguia operar era de 6,1 mm. A amostra, porém, possuía uma espessura de 1,59 mm, tendo sido necessário, portanto, adaptá-la às condições de operação da garra. Essa adaptação será posteriormente melhor explicada.

Uma vista geral do aparato utilizado no experimento é mostrada na Figura 30. Outras fotos podem ser encontradas no Apêndice C.

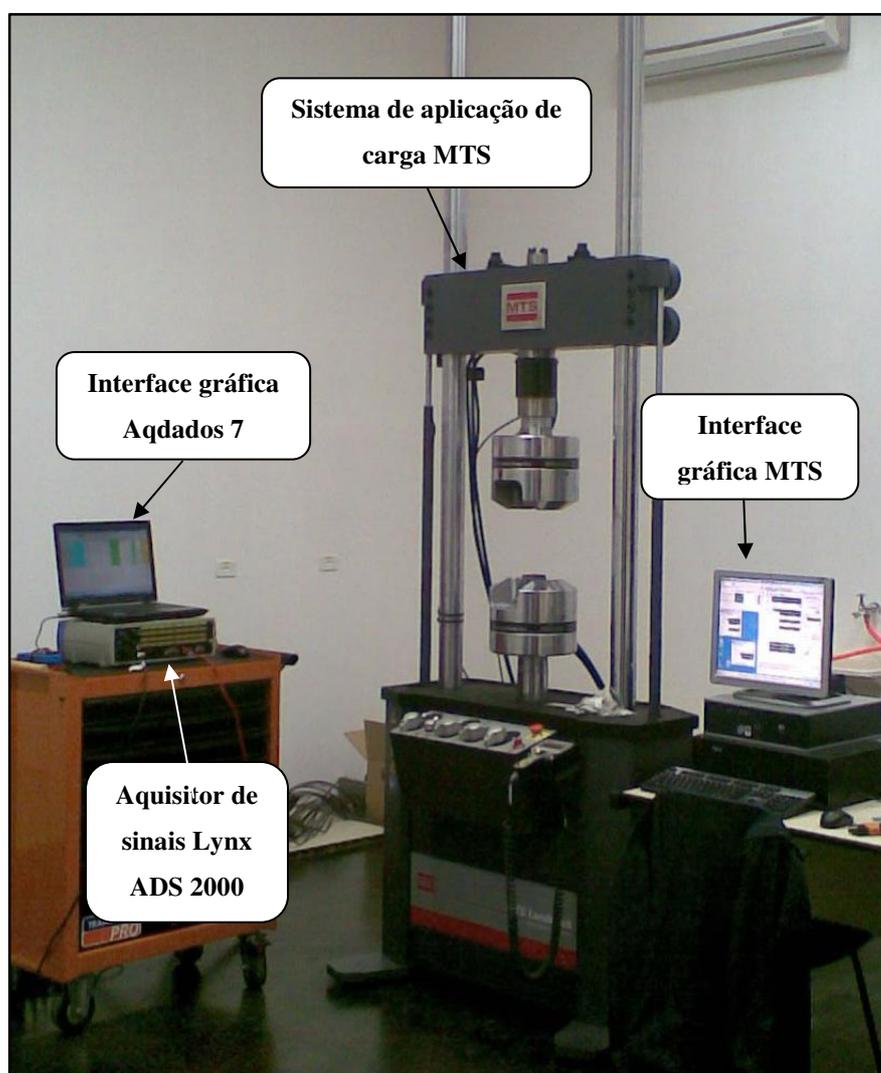


Fig. 30 Aparato experimental completo.

5.4 Procedimentos realizados

5.4.1 Adaptação da espessura do corpo de prova

Conforme mencionado no item 5.1.3, a espessura mínima em que a garra operava era de 6,1 mm, sendo que o corpo de prova era de espessura 1,59 mm. Para adaptar o corpo de prova à garra, foram fixadas (coladas) chapas de aço de 4,75 mm nas extremidades do mesmo, de modo que a espessura resultante fosse de aproximadamente 6,34 mm (superior à espessura mínima de operação da chapa, 6,1 mm). A Figura 31 ilustra a adaptação.

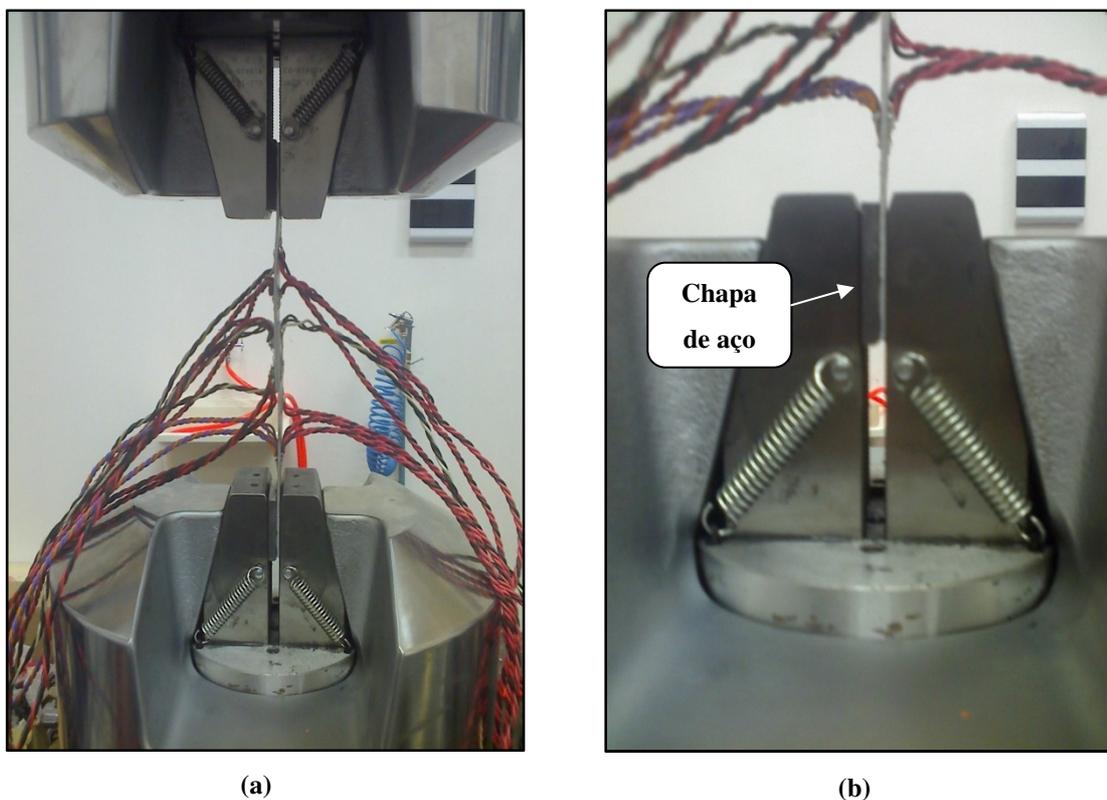


Fig 31 Montagem da amostra: (a) ao longe e (b) detalhe.

É importante ressaltar que as chapas de aço foram ambas adicionadas do mesmo lado do corpo de prova (face interna), de modo a evitar que fossem adicionados ao ensaio carregamentos de momentos fletores indesejados. Além disso, as garras foram separadas por uma distância vertical de aproximadamente 150 mm, ou seja, superior aos 96 mm especificados.

5.4.2 Associação dos extensômetros aos terminais da placa aquisitora e balanceamento dos extensômetros

Cada extensômetro do corpo de prova foi associado a um terminal da placa aquisitora AI 2164. Para tanto, foi necessário medir a resistência dos extensômetros e verificar se o valor lido era próximo dos 120Ω nominais. Os que apresentaram resistência nula foram descartados. Já cada um dos extensômetros conformes foi conectado a um terminal da placa aquisitora por meio de fios.

Após isso, foi feito um balanceamento dos extensômetros, ou seja, as voltagens fornecidas por eles e indicadas no Aqdados 7 foram todas zeradas, para que se garantisse a leitura correta das deformações.

5.4.3 Configuração do software de tratamento de dados

Para que o software fornecesse os valores corretos de deformação, foi necessário configurá-lo com os parâmetros representativos do ensaio. Um dos parâmetros de entrada é conhecido como valor de engenharia de *Shunt* (SE). Esse valor é obtido da relação a seguir, e é resultante da calibração dos extensômetros. O detalhamento do cálculo do SE para cada extensômetro pode ser visto no apêndice D.

$$SE = \frac{1}{FS} \left(\frac{R_g}{R_g + R_c} \right) \cdot 10^6 \quad (29)$$

Onde:

FS → fator de sensibilidade do extensômetro R_c → resistência de calibração [Ω]

R_g → resistência do extensômetro lida no multímetro [Ω]

Além dessa, outras entradas foram solicitadas. A Tabela 4 as enumera.

Tab. 4 Entradas do software Aqdados 7.

| Unidade de medida | Taxa de amostragem | Voltagem de excitação | Tipo de ponte de Wheatstone | Força máxima aplicada |
|-------------------|--------------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------|
| μm/m | 100 Hz | 5 V | ¼ ponte | 1,5 kN |

5.4.4 Configuração da MTS e aplicação da carga

Finalmente, após todo o procedimento de preparação de aquisição, realizou-se a configuração da máquina de aplicação da carga, propriamente dita. Definiu-se, basicamente, os parâmetros de entrada e de saída desejados, bem como suas unidades de medição. A força aplicada foi definida como parâmetro de entrada, e o deslocamento da garra como parâmetro de saída. Desse modo, obteve-se como resultado o gráfico ForçaXDeslocamento.

A carga foi aplicada manualmente, de maneira gradual, a uma taxa de aproximadamente 40N/s até um valor máximo. Quando esse valor foi atingido, a carga foi retirada manualmente, sem critério pré-definido. A variação de aplicação da carga pode ser observada na Figura 32.

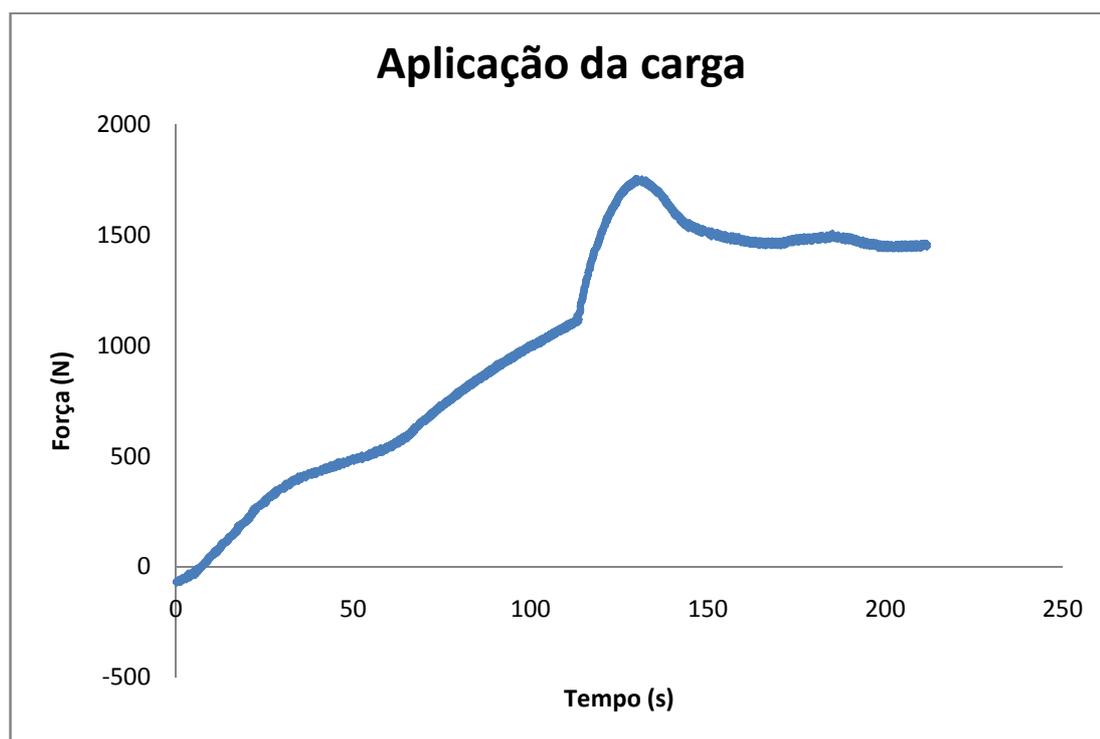


Fig. 32 Aplicação da carga pela MTS.

5.5 Apresentação dos resultados

O software Aqdados forneceu uma tabela de valores de deformação para todos os extensômetros conectados, para cada instante de tempo. Como dito

anteriormente, não foi possível ligar os extensômetros em configurações diferentes de $\frac{1}{4}$ de ponte. Ainda assim, pôde-se analisar a validade (ou não) das hipóteses sugeridas no item 5.1.2.3 e as deformações em regiões definidas como críticas.

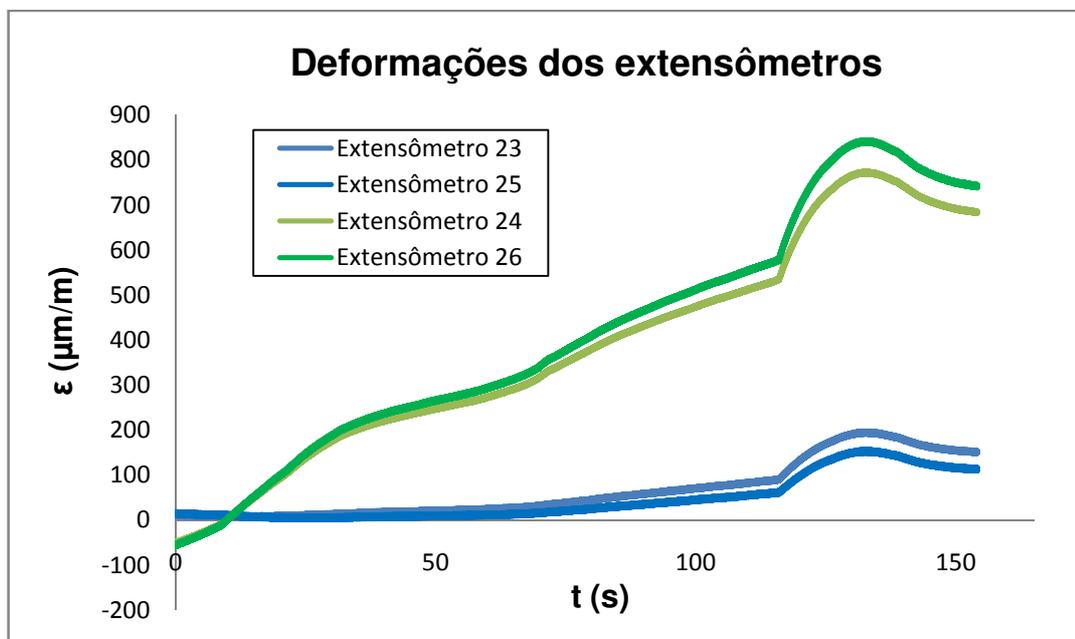


Fig. 32 Deformações dos extensômetros: 23, 24, 25 e 26.

5.5.1 Primeiro teste de hipótese

A primeira hipótese sugeria que as garras originariam um momento fletor, decorrente da tendência que o sistema apresentava em alinhar as direções das forças aplicadas pelas garras. De fato isso é observado ao se analisar as deformações resultantes nos pares de extensômetros (localizados na mesma posição da junta, porém em faces opostas) 23 e 24; e 25 e 26, conforme ilustra a Figura 33. A deformação apresentada pelo extensômetro 23 (ϵ_{23}) é diferente da deformação apresentada pelo extensômetro 24 (ϵ_{24}). Do mesmo modo ocorre com os extensômetros 25 (ϵ_{25}) e 26 (ϵ_{26}). Uma boa estimativa da tensão de flexão (σ_f) nas posições de cada par é dada pela eq. 30.

$$\sigma_f^{ij} = E \cdot \left(\frac{\epsilon_i - \epsilon_j}{2} \right) \quad (30)$$

Onde:

σ_i^{ij} → tensão devido à flexão na região dos extensômetros i e j. [Pa]

ε_i e ε_j → deformações dos extensômetros i e j.

Assim, a tensão de flexão máxima encontrada para o par 23/24 foi de 19,93 MPa e para o par 25/26 foi de 23,71 MPa. Analogamente, é possível determinar a tensão uniforme devido à tração, segundo a eq. (31).

$$\sigma_f^{ij} = E \cdot \left(\frac{\varepsilon_i + \varepsilon_j}{2} \right) \quad (31)$$

A Tabela 5 apresenta os resultados obtidos para os referidos pares, comparando as tensões uniformes máximas medidas com uma tensão uniforme máxima teórica. Essa tensão teórica foi obtida dividindo-se a máxima força de tração lida pela máquina (1,76 kN) pela área da seção transversal de uma das chapas (51,2 mm²). A comparação entre as tensões teórica e medida fornece o erro. É possível observar boa aderência entre os valores, já que o erro máximo foi de 2,44%.

Tab. 5 Comparação entre resultados teóricos e experimentais para tração simples.

| | | Erro |
|---|-----------|--------|
| Tração simples teórica | 34,29 MPa | - |
| Tração simples 23/24 (t=132,77s) | 33,46 MPa | 2,44% |
| Tração simples 25/26 (t=133,02s) | 34,45 MPa | -0,45% |

5.5.2 Segundo teste de hipótese

A segunda hipótese dizia respeito aos extensômetros 13 e 14. Afirmava-se que a tensão no eixo de simetria, nas extremidades das chapas próximas aos rebites seria nula. Os resultados apresentados para esses extensômetros confirmaram a hipótese, já que as deformações de maior módulo foram 143,49 $\mu\text{m/m}$ e 83,13 $\mu\text{m/m}$, respectivamente. Esses valores resultaram nas tensões 9,9 MPa e 5,7 MPa, Vale lembrar que os extensômetros não estão localizados exatamente na extremidade das chapas, o que provavelmente não permitiu que a tensão fosse realmente nula.

No entanto, ao comparar-se esses valores de tensões com as tensões máximas fornecidas por outros extensômetros (83,3 MPa do nº 18, por exemplo), percebe-se que as tensões nos extensômetros 13 e 14 são bem mais próximas de zero. A Figura 34 mostra esses e outros resultados (eixo secundário: ϵ_{15}).

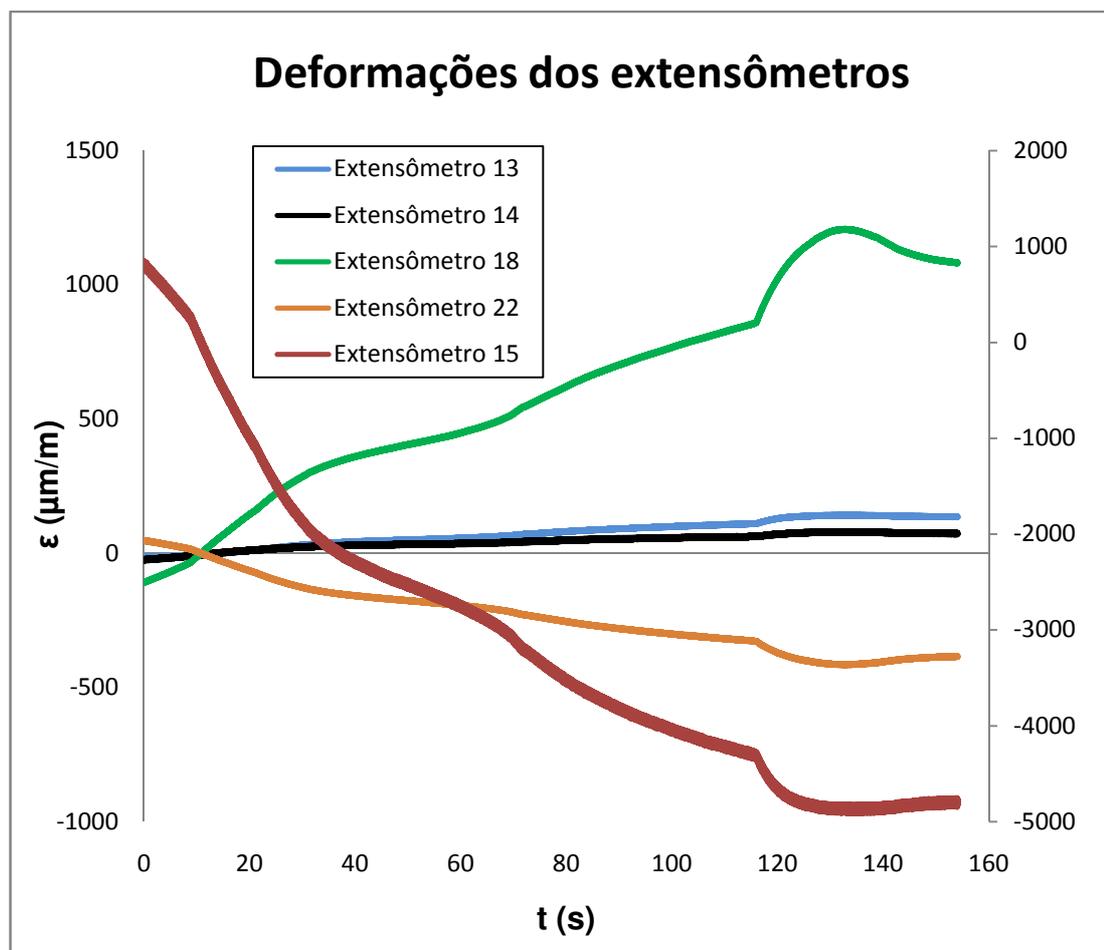


Fig. 33 Deformações dos extensômetros: 13, 14, 18, 22 e 15.

5.5.3 Comportamento em região não-crítica

Infelizmente os resultados referentes aos extensômetros localizados nas regiões consideradas não-críticas (15, 17 e 18) não permitiram repetir o estudo pormenorizado das tensões feito para os extensômetros ao longe. No entanto, ainda assim algumas conclusões puderam ser tiradas.

O extensômetro 17 teve máxima tensão medida de 2,0 GPa, valor muito acima do limite de escoamento à compressão (290 MPa), certamente indicando um

erro de medição. Já o extensômetro 15 apresentou um valor mais plausível, 338,5 MPa, um pouco superior ao limite de escoamento, conforme mostra a Figura 34. Assim, é possível inferir que houve deformação plástica em sua região. Finalmente, no extensômetro 18 foi medido o valor máximo do módulo da tensão de 83,3 MPa.

5.5.4 Comportamento em região crítica

Para que fosse estudado o comportamento da junta na região próxima aos prendedores, determinou-se as tensões principais correspondentes aos valores de deformação indicados pela roseta formada pelos extensômetros 1, 3 e 5, exibidos na Figura 35. As equações a seguir mostram como foram calculadas as deformações principais, ε_1^* e ε_2^* .

$$\varepsilon_1^* = \frac{1}{3}(\varepsilon_1 + \varepsilon_3 + \varepsilon_5) + \frac{2}{3}\sqrt{(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_5^2) - (\varepsilon_1\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_5 + \varepsilon_1\varepsilon_5)} \quad (32)$$

$$\varepsilon_2^* = \frac{1}{3}(\varepsilon_1 + \varepsilon_3 + \varepsilon_5) - \frac{2}{3}\sqrt{(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_5^2) - (\varepsilon_1\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_5 + \varepsilon_1\varepsilon_5)} \quad (33)$$

De posse das deformações principais, foi possível determinar as tensões principais com o uso da eq. (34). e da eq. (35).

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_1^* + \nu\varepsilon_2^*) \quad (34)$$

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_2^* + \nu\varepsilon_1^*) \quad (35)$$

Os resultados obtidos foram $\sigma_1 = 12,39$ MPa e $\sigma_2 = -5,40$ MPa. Nota-se que esses valores são muito menores do que os valores obtidos nas regiões consideradas inicialmente como não-críticas. Ou seja, na realidade, as regiões não-críticas deveriam ser consideradas críticas, e as regiões consideradas críticas não o eram.

O equívoco ocorreu porque a classificação das regiões foi feita com base na proximidade do prendedor. Porém, apesar do extensômetro, por exemplo, estar localizado mais afastado dos rebites, ele estava anterior ao primeiro rebite, numa região que sofria forte compressão. Assim, na região posterior ao primeiro rebite, as

tensões já não eram tão elevadas, porque a carga toda já havia sido resistida pelo primeiro rebite. A Figura 36 auxilia essa explicação.

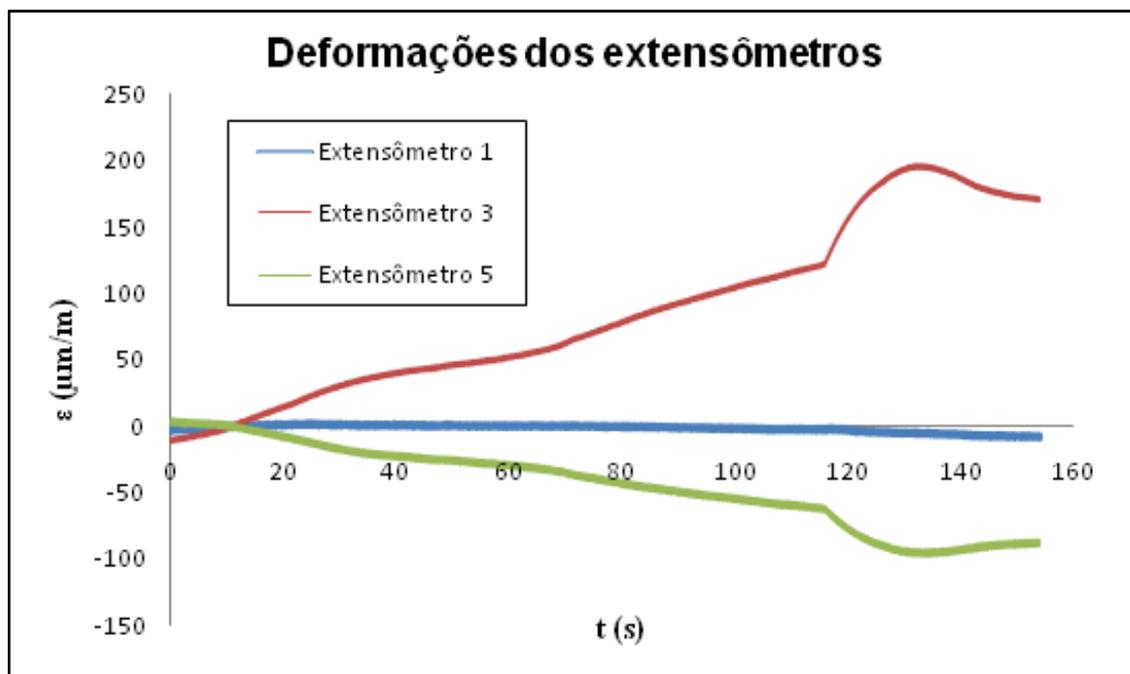


Fig. 34 Deformações dos extensômetros da roseta: 1, 3 e 5.

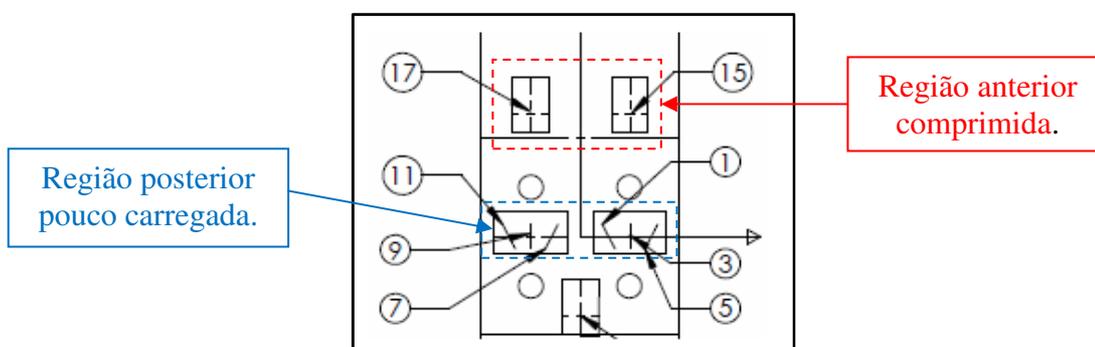


Fig. 35 Detalhe da região próxima aos prendedores.

6 CONCLUSÕES

Apesar das muitas dificuldades terem impedido que os objetivos finais do trabalho fossem alcançados, foram obtidos importantes avanços no estudo do contato e na modelagem de problemas de contato utilizando o software solicitado (MSC Marc Mentat).

Além disso, foi feito um estudo relevante da teoria do contato de Hertz, que auxiliou o aprendizado de algumas funcionalidades do software.

Finalmente, a realização dos ensaios experimentais complementou o desenvolvimento do trabalho pois, além de validarem alguns aspectos previstos pela teoria, os resultados dos ensaios também evidenciaram aspectos inicialmente desconhecidos.

ANEXO A – DATA SHEET DOS EXTENSÔMETROS

ENGINEERING DATA SHEET

THE INFORMATION APPEARING ON THIS SHEET HAS BEEN COMPILED SPECIFICALLY FOR THE GAGES CONTAINED IN THIS PACKAGE. THIS FORM IS PRODUCED WITH ADVANCED EQUIPMENT & PROCEDURES WHICH PERMIT COMPREHENSIVE QUALITY ASSURANCE VERIFICATION OF ALL DATA SUPPLIED HEREIN SHOULD ANY QUESTIONS ARISE RELATIVE TO THESE GAGES, PLEASE MENTION GAGE TYPE, BATCH AND LOT NUMBER.

H001

Vishay Micro-Measurements
RALEIGH, NORTH CAROLINA

Batch: VF359042

PRECISION STRAIN GAGES

F015

| |
|----------------------------|
| VF359042 |
| MG |
| MDW |
| Final QA Check Batch |

| | | |
|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| L2A-13-125LR-120 | L2A-13-125LR-120 | L2A-13-125LR-120 |
| TYPE | TYPE | TYPE |
| 5 | 5 | 5 |
| A62AF582 | A62AF582 | A62AF582 |
| LOT NUMBER | LOT NUMBER | LOT NUMBER |
| 120.0±0.6% | 120.0±0.6% | 120.0±0.6% |
| RESISTANCE IN OHMS AT 24°C | RESISTANCE IN OHMS AT 24°C | RESISTANCE IN OHMS AT 24°C |
| 2.070±0.5% | 2.070±0.5% | 2.070±0.5% |
| GAGE FACTOR 24°C | GAGE FACTOR 24°C | GAGE FACTOR 24°C |
| 2.100±0.5% | 2.100±0.5% | 2.100±0.5% |
| TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C SECTION 1 | TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C SECTION 2 | TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C SECTION 3 |
| (+1.5±0.2)% | (+1.0±0.2)% | (+1.5±0.2)% |
| 2.09±1.5% | 2.09±1.5% | 2.09±1.5% |
| NOMINAL (Full Section) | NOMINAL (Full Section) | NOMINAL (Full Section) |
| 154013-305161 | 154013-305161 | 154013-305161 |
| CODE | CODE | CODE |

GENERAL INFORMATION: L2A-SERIES STRAIN GAGES

GENERAL DESCRIPTION: L2A-Series gages are a general-purpose family of encapsulated constantan strain gages used in experimental stress analysis. These gages have a tough, flexible polyimide backing and encapsulation, and are supplied with 1.2 in. (30.5 mm) of nickel clad copper lead ribbons attached to integral solder tabs.

TEMPERATURE RANGE: -60° to +180° F (-50° to +80° C) for continuous use in static measurements.

SELF-TEMPERATURE COMPENSATION: See data curve below.

STRAIN LIMITS: Approximately ±3%.

FATIGUE LIFE: Fatigue life is a marked function of solder joint formation. With nickel clad leads connected to the gage tabs, fatigue life will be 10⁷ cycles at ±1500µin/in (µm/m) using M-Line 361 solder. Longer gage lengths and lower resistances show greater endurance and less scatter in fatigue life.

CEMENTS: M-M Certified M-Bond 200, M-Bond AE-10/15, M-Bond 600, and M-Bond 610 are recommended for L2A series gages. Refer to M-M Catalog A-110 for information on bonding agents, and Bulletins B-127, B-130, and B-137 for installation procedures.

SOLDER: M-Line 430 (96-4) tin-silver solder is used for lead attachment. Refer to Micro-Measurements Catalog A-110 for further information.

NOTE: The backing of L2A-Series gages has been specially treated for optimum bond formation with all appropriate strain gage adhesives. No further cleaning is necessary if contamination of the prepared surface is avoided during handling.

G101

TESTED ON: 2024-T4 ALUMINUM TEST PATTERN: T004R CODE: 151212 ENG.: JP

TEST PROCEDURES USED BY MICRO-MEASUREMENTS

OPTICAL DEFECT ANALYSIS M-M Procedure and Standards
 GAGE RESISTANCE AT 24°C AND 50% RH M-M Procedure, Direct NIST Traceability on Resistance Standards
 GAGE FACTOR AT 24°C & 50% RH (UNIAXIAL STRESS FIELD - POISSON RATIO = 0.285) ASTM E-251 (Constant Stress Cantilever Method)
 TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR ASTM E-251 (Step Deflection Method)
 THERMAL OUTPUT ASTM E-251 (Slow Heating Rate, Continuously Recorded)
 TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C AND 50%RH NAS-942 (Modified)
 FATIGUE LIFE NAS-942 (Modified)
 STRAIN LIMITS M-M Procedure
 GAGE THICKNESS M-M Procedure (Similar to NAS 942 Method)
 CREEP AND DRIFT M-M Procedure (Similar to NAS 942 Method)

NOTE: Gage resistance, gage factor, temperature coefficient of gage factor, thermal output, and transverse sensitivity testing and information presentation are in compliance with CIMA International Recommendation WC-62. *Performance characteristics of metallic resistance strain gages. ** Other tests are not included in I.R. WC-62

T001

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL - BRASIL. **Anuário do transporte aéreo 2008: Dados Estatísticos**. 1ª edição. Brasília, 2009. Disponível em: <<http://www.anac.gov.br/estatistica/estatisticas1.asp>>. Acesso em: 20 out. 2009.

AIRDISASTER.COM. **Accident photo gallery**. Disponível em: <<http://www.airdisaster.com/photos/aloha243/2.shtml>>. Acesso em: 9 dez. 2009.

BITTENCOURT, Eduardo. **Mecânica da fratura e do dano**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005. Disponível em: <<http://www.ppgec.ufrgs.br/bittenco/PEC0041.html>>. Acesso em: 9 dez. 2009.

DOEBELIN, ERNEST. O. **Measurement systems application and design**. New York: McGraw-Hill, 1990.

FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION – EUA. **Federal Aviation Regulation**. 2005.

JOHNSON, K. L. **Contact Mechanics**. Cambridge: University of Cambridge, 1985.

LOGAN, DARYL L. **A first course in the finite element method**. 2ª edição. Boston: PWS Publishing Company, 1986.

SOUZA, R. M. **Finite Element Modeling of Contact Stresses during the Indentation of Wear Resistant Coatings on Soft Substrates**. Tese de doutorado, Escola de Minas do Colorado, 1999.

ROBERGE, PIERRE R. **Handbook of corrosion engineering**. New York: McGraw-Hill, 2000.

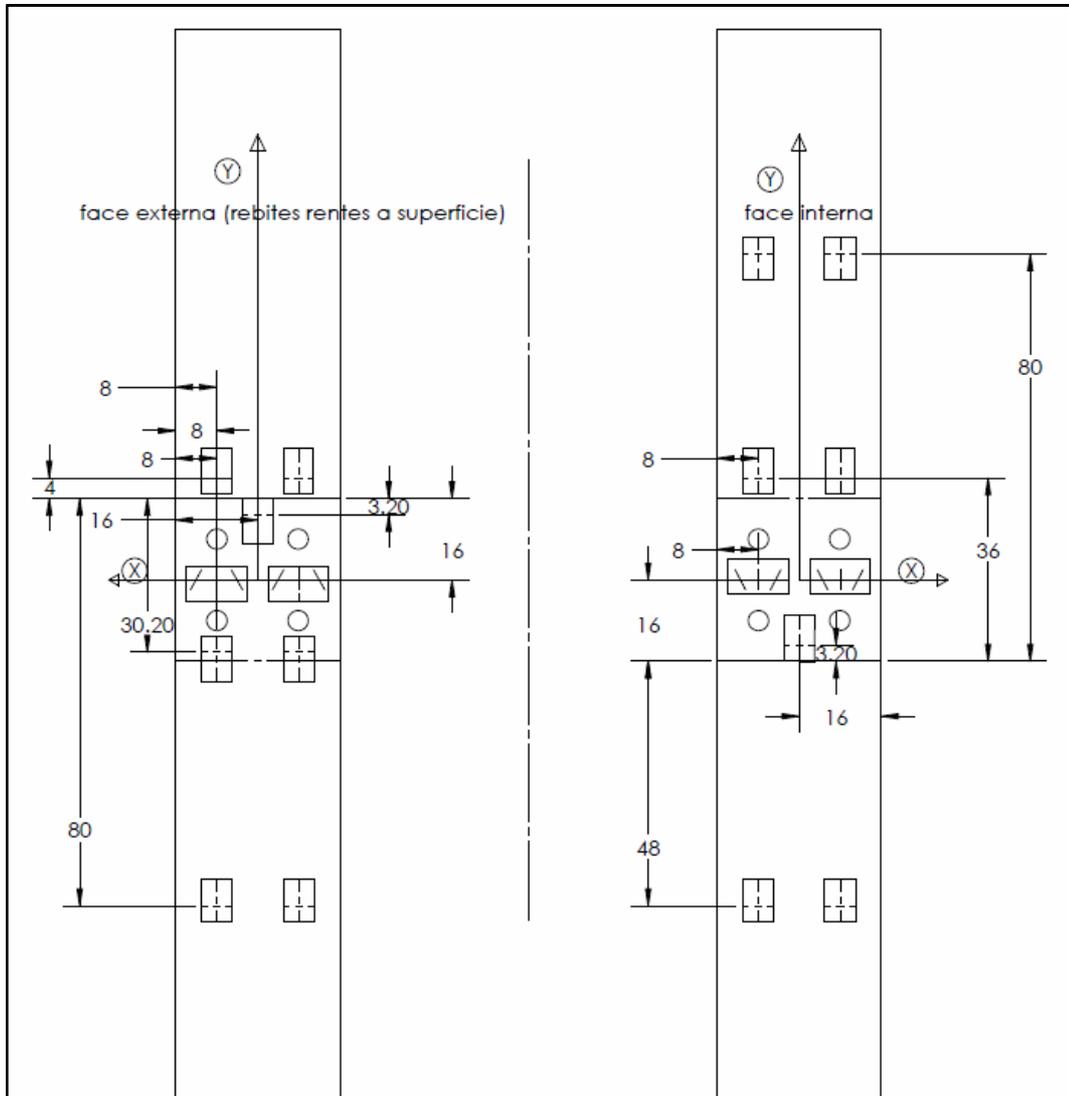
USA: DEPARTMENT OF DEFENSE. **Mettalic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures**. 2003.

VAUGHAN, J. **Strain Measurements**. Naerum: Brüel & Kjaer, 1975.

APÊNDICE A – COMPARAÇÃO DE TENSÕES ENTRE MEF E HERTZ

| z (μm) | z/a | σ_x (MPa) | $\sigma_{x\text{teo}}$ (MPa) | erro rel. (%) | σ_z (MPa) | $\sigma_{z\text{teo}}$ (MPa) | erro rel. (%) | τ (MPa) | τ_{teo} (MPa) | erro rel. (%) |
|------------------------|-------|---------------------|---------------------------------|------------------|---------------------|---------------------------------|------------------|-----------------|------------------------------|------------------|
| 0,00 | 0,000 | -52,21 | -52,18 | -0,05 | -52,15 | -52,18 | 0,06 | -0,03 | 0,00 | - |
| 0,11 | 0,005 | -51,82 | -51,71 | -0,21 | -52,14 | -52,18 | 0,08 | 0,16 | 0,24 | 1,67 |
| 0,22 | 0,009 | -51,35 | -51,24 | -0,23 | -52,10 | -52,18 | 0,15 | 0,37 | 0,47 | 1,79 |
| 0,56 | 0,023 | -49,93 | -49,84 | -0,18 | -52,09 | -52,17 | 0,14 | 1,08 | 1,16 | 1,93 |
| 0,89 | 0,036 | -48,57 | -48,48 | -0,17 | -52,08 | -52,15 | 0,13 | 1,76 | 1,83 | 1,96 |
| 1,44 | 0,059 | -46,41 | -46,28 | -0,28 | -52,01 | -52,09 | 0,14 | 2,80 | 2,91 | 1,96 |
| 2,00 | 0,082 | -44,26 | -44,15 | -0,25 | -51,95 | -52,01 | 0,11 | 3,84 | 3,93 | 1,98 |
| 2,78 | 0,114 | -41,49 | -41,31 | -0,44 | -51,78 | -51,85 | 0,13 | 5,14 | 5,27 | 1,98 |
| 3,56 | 0,146 | -38,73 | -38,62 | -0,27 | -51,60 | -51,63 | 0,07 | 6,44 | 6,51 | 1,99 |
| 4,56 | 0,187 | -35,61 | -35,39 | -0,62 | -51,24 | -51,29 | 0,11 | 7,82 | 7,95 | 1,98 |
| 5,56 | 0,228 | -32,50 | -32,39 | -0,33 | -50,86 | -50,88 | 0,03 | 9,18 | 9,24 | 1,99 |
| 6,78 | 0,278 | -29,28 | -29,05 | -0,79 | -50,23 | -50,28 | 0,08 | 10,48 | 10,62 | 1,99 |
| 8,00 | 0,328 | -26,13 | -26,03 | -0,39 | -49,60 | -49,58 | -0,04 | 11,74 | 11,78 | 2,00 |
| 9,44 | 0,387 | -23,05 | -22,85 | -0,89 | -48,61 | -48,66 | 0,10 | 12,78 | 12,91 | 1,99 |
| 10,89 | 0,446 | -20,11 | -20,06 | -0,25 | -47,75 | -47,65 | -0,21 | 13,82 | 13,80 | 2,00 |
| 12,56 | 0,515 | -17,49 | -17,27 | -1,28 | -46,42 | -46,40 | -0,06 | 14,47 | 14,57 | 1,99 |
| 14,22 | 0,583 | -14,91 | -14,88 | -0,19 | -45,22 | -45,08 | -0,31 | 15,15 | 15,10 | 2,00 |
| 16,11 | 0,660 | -12,76 | -12,61 | -1,22 | -43,55 | -43,54 | -0,02 | 15,40 | 15,47 | 2,00 |
| 18,00 | 0,738 | -10,72 | -10,71 | -0,16 | -42,13 | -41,99 | -0,33 | 15,70 | 15,64 | 2,00 |
| 20,11 | 0,824 | -9,04 | -8,96 | -0,91 | -40,28 | -40,27 | -0,04 | 15,62 | 15,65 | 2,00 |
| 22,22 | 0,911 | -7,47 | -7,53 | 0,82 | -38,78 | -38,58 | -0,53 | 15,66 | 15,52 | 2,01 |
| 24,56 | 1,006 | -6,23 | -6,25 | 0,42 | -36,85 | -36,78 | -0,19 | 15,31 | 15,26 | 2,00 |
| 26,89 | 1,102 | -5,16 | -5,23 | 1,20 | -35,24 | -35,07 | -0,51 | 15,04 | 14,92 | 2,01 |
| 29,44 | 1,207 | -4,32 | -4,33 | 0,23 | -33,33 | -33,29 | -0,11 | 14,51 | 14,48 | 2,00 |
| 32,00 | 1,311 | -3,60 | -3,61 | 0,32 | -31,75 | -31,64 | -0,35 | 14,08 | 14,01 | 2,00 |
| 34,78 | 1,425 | -3,00 | -2,99 | -0,31 | -29,98 | -29,97 | -0,04 | 13,49 | 13,49 | 2,00 |
| 37,56 | 1,539 | -2,48 | -2,50 | 0,84 | -28,53 | -28,43 | -0,35 | 13,03 | 12,97 | 2,00 |
| 40,56 | 1,662 | -2,00 | -2,07 | 3,70 | -26,95 | -26,90 | -0,19 | 12,48 | 12,41 | 2,01 |
| 43,56 | 1,785 | -1,68 | -1,74 | 3,04 | -25,62 | -25,50 | -0,44 | 11,97 | 11,88 | 2,01 |
| 46,78 | 1,917 | -1,40 | -1,45 | 3,45 | -24,16 | -24,13 | -0,10 | 11,38 | 11,34 | 2,00 |
| 50,00 | 2,049 | -1,21 | -1,22 | 0,78 | -22,95 | -22,88 | -0,29 | 10,87 | 10,83 | 2,00 |
| 53,44 | 2,190 | -1,01 | -1,02 | 1,63 | -21,68 | -21,67 | -0,03 | 10,33 | 10,32 | 2,00 |
| 56,89 | 2,332 | -0,86 | -0,87 | 1,31 | -20,63 | -20,57 | -0,29 | 9,89 | 9,85 | 2,00 |

APÊNDICE B – POSICIONAMENTO COTADO DOS EXTENSÔMETROS



APÊNDICE C – FIGURAS COMPLEMENTARES REFERENTES AOS ENSAIOS

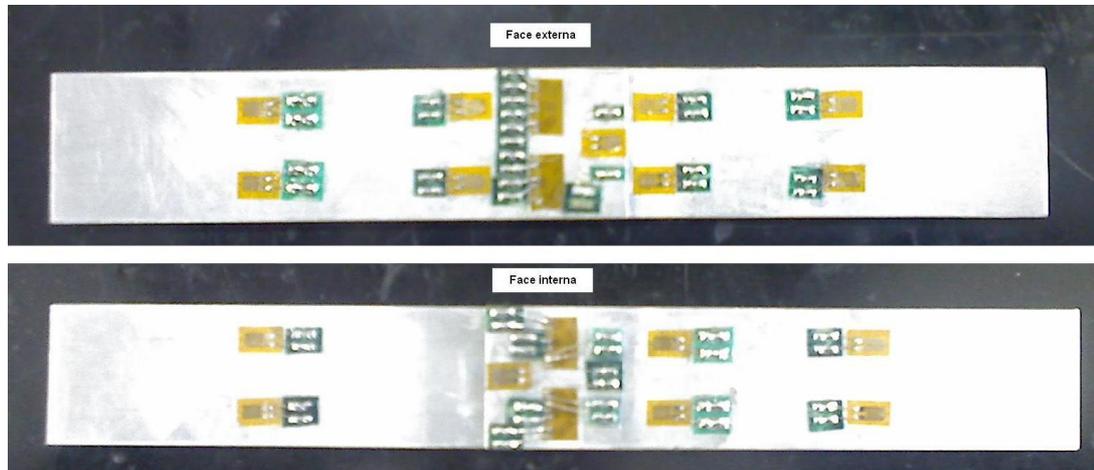


Fig. 36 Face externa e interna da junta com extensômetros.



Fig. 37 Extensômetros conectados aos canais.

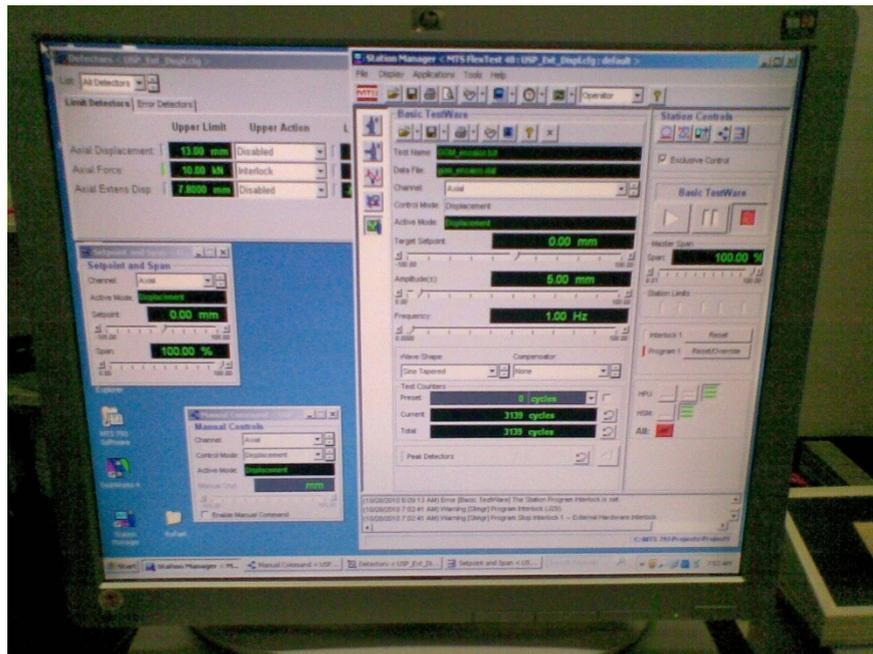


Fig. 38 Interface gráfica da MTS.



Fig. 38 O autor em serviço.

**APÊNDICE D – CÁLCULO DOS VALORES DE ENGENHARIA DE SHUNT
(SE)**

| | Gage Nº | Canal Nº | FS | R_g (Ω) | R_c (Ω) | SE |
|-----------------|----------------|-----------------|-----------|--------------------------|--------------------------|-----------|
| Face Externa | 01 | 1 | 2,07 | 120,0 | 579678 | 99,99 |
| | 03 | 2 | 2,1 | 120,0 | 579678 | 98,56 |
| | 05 | 3 | 2,07 | 120,0 | 579678 | 99,98 |
| | 07 | 4 | 2,07 | 119,9 | 579678 | 99,90 |
| | 11 | 5 | 2,07 | 119,8 | 579678 | 99,82 |
| | 13 | 6 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,18 |
| | 15 | 7 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 17 | 8 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 23 | 9 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 25 | 10 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| Face Interna | 14 | 17 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 18 | 18 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 22 | 19 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 24 | 20 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 26 | 21 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 28 | 22 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |
| | 30 | 23 | 2,13 | 120,0 | 579678 | 97,17 |