

MODELAGEM E VALIDAÇÃO DE JUNTAS AERONÁUTICAS POR PRENDEDORES

Gabriel Rodrigues Cabral
gabrielrc87@gmail.com

Prof. Dr. Walter J. A. P. Ferreira
ponge@ipt.br

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 estudar 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.

Palavras chave. Juntas rebitadas, método dos elementos finitos, ensaios.

1. Introdução

Segundo dados da Agência Nacional de Aviação Civil, ANAC (2009), 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.

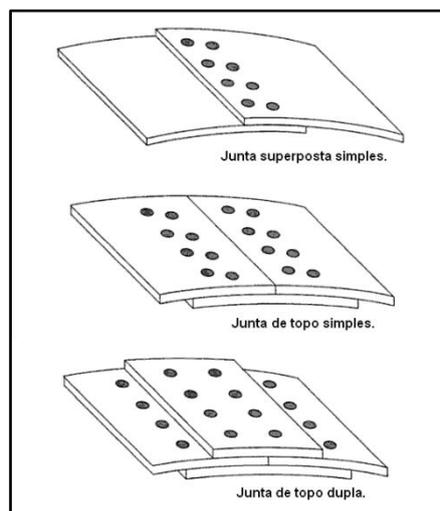


Figura 1. Tipos de juntas para construção de fuselagem (Roberge, 2000).

É necessário que se garanta total segurança para que se realize o voo. Por apresentarem furos para que sejam colocados os prendedores (conforme a Fig. (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 (2009). 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 Fig. (2) mostra como a aeronave ficou após o incidente.



Figura 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) dos EUA, contidas nas FAR (*Federal Acquisition Regulation*). A FAR25 (2005), 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 FAR (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. A proposta era modelar numericamente esta junta rebitada e validar os resultados por meio de ensaios de tração. Não foi possível atingir todos os objetivos do projeto. As etapas concretizadas foram o estudo do contato (teoria e modelagem numérica) e a realização de um ensaio experimental de tração.

2. 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-espaço elástico (dimensões envolvidas muito menores do que a largura de contato); coeficiente de atrito entre as superfícies nulo.

Diante dessas simplificações, com o objetivo de familiarização com o programa, foi considerado um problema de contato muito semelhante ao problema junta-prendedor. 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.

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, inicialmente (para redução do número de elementos necessários) apenas o cilindro superior foi considerado como corpo deformável. Seu material era aço, com $E = 206,8$ GPa (isotrópico) e $\nu = 0,3$. O cilindro inferior era 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.

A Fig. (3) 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.

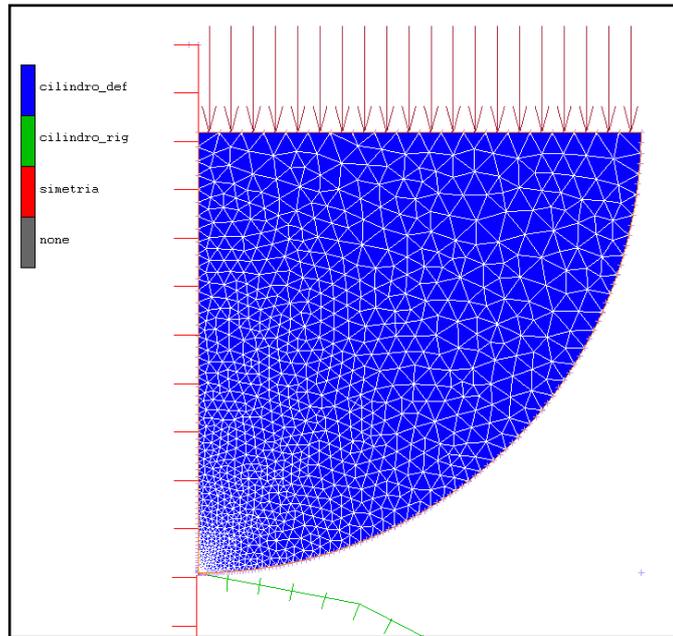


Figura 3. Malha gerada com 1986 elementos, pressão aplicada e corpos de contato.

Após verificar-se que já se sabia modelar o problema com um dos corpos rígidos, modelou-se o problema completo, com dois cilindros deformáveis, analogamente ao anterior. O primeiro cilindro foi formado por 12700 elementos e seu material era aço, com $E_1 = 206,8$ GPa (isotrópico) e $\nu_1 = 0,3$. Já o segundo cilindro foi formado por 11888 elementos e seu material era alumínio, com $E_2 = 10$ GPa (isotrópico) e $\nu_2 = 0,33$. 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.

O equacionamento a seguir explica como foi obtida a distribuição de tensões de Hertz, conforme Johnson (1985).

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

$$R \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2)$$

$$p_0 = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \quad (3)$$

$$a = \frac{2P}{\pi p_0} \quad (4)$$

$$\sigma_{xteo} = -\frac{p_0}{a} [(a^2 + 2y^2)(a^2 + y^2)^{-1/2} - 2y] \quad (5)$$

$$\sigma_{yteo} = -p_0 \left[1 + \left(\frac{a}{y} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (6)$$

Onde:

E^* → Módulo de elasticidade equivalente. [Pa]

R → Raio equivalente. [m]

P → carregamento normal uniforme. [N/m]

σ_{xteo} , σ_{yteo} → tensões tangencial (direção x) e normal (direção y) ao contato. [Pa]

R_1 e R_2 → raios dos cilindros 1 e 2, respectivamente. [m]

p_0 → pressão teórica no contato. [Pa]

a → metade da largura da região de contato. [m]

Foi calculada uma pressão de contato $p_0 = 52,2$ MPa. A partir dessa pressão teórica, pôde-se calcular uma largura de deformação no contato ($2a$), utilizando-se a Eq. (4). Com isso, encontrou-se um valor de $2a = 48,8$ μm ($a = 24,4$ μm).

A Fig. (4) mostra a comparação dos valores das tensões σ_x , σ_y e τ numéricos (marcadores triangulares) com os valores teóricos (linha contínua) da Eq. (5) e da Eq. (6), 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. 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%.

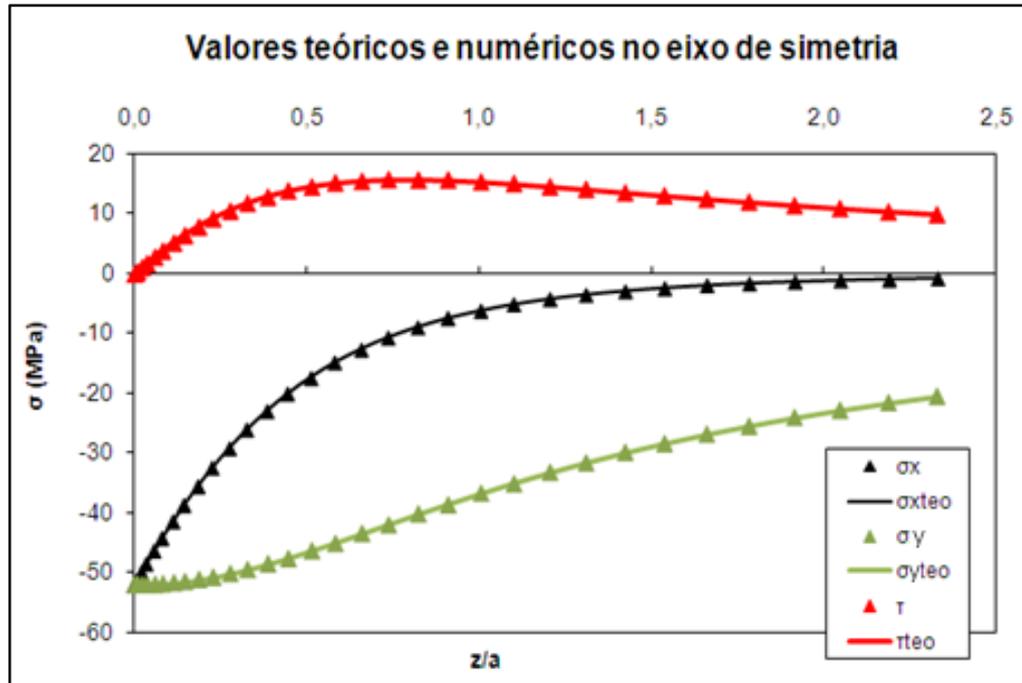


Figura 4. Comparação entre valores teóricos e numéricos para σ_x , σ_y e τ .

3. 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 era pequeno).

O ensaio foi realizado de acordo com o ensaio proposto para essa junta pela Embraer, fornecedora da junta. A junta era 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 Fig. (5).

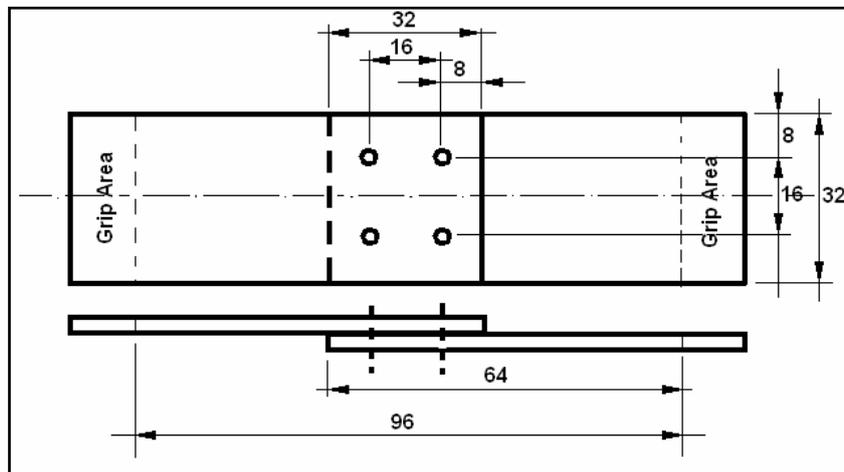


Figura 5. Dimensões e geometria da junta.

As propriedades dos materiais citados, extraídas de MIL Handbook (2003), são mostradas na Tab. (1).

Tabela 1. 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	-

3.1. Planejamento do ensaio

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 forças máximas obtidas foram 10,2 kN, 16,2 kN e 11,6 kN, respectivamente. Concluiu-se, então, que a força máxima admissível ao ensaio seria a de menor valor: 10,2 kN.

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.

Contudo, ao rodar o modelo, o comportamento apresentado pela junta não foi de tração simples (conforme previsto nos critérios de falha mostrado), mas de flexão das chapas. A Fig. (6) é uma vista lateral da junta, onde pode ser observada a diferença entre a junta fletida (em azul) e a junta descarregada (em vermelho).

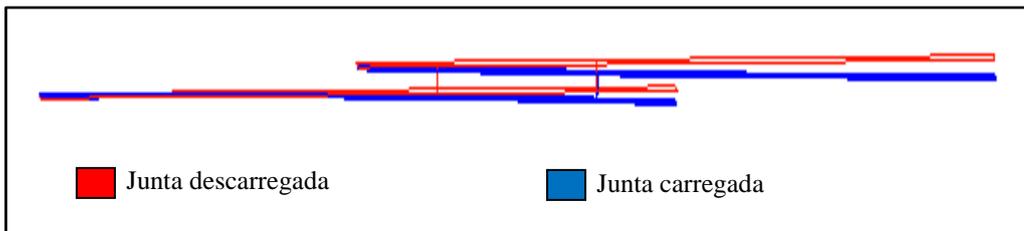


Figura 6. Vista lateral da junta mostrando-a sem e com carregamento.

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 para que as tensões resultantes fossem menores do que a tensão de escoamento do alumínio.

Foi proposta uma explicação que procura, ao menos, dar um embasamento superficial sobre o comportamento do sistema. 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. (7):

$$\sigma = \frac{Md}{I} \quad (7)$$

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 $M = 1638,4 \text{ N.mm}$. 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%.

Calculada a força máxima que podia ser aplicada, determinou-se o posicionamento dos extensômetros. A Fig. (7) ilustra esse posicionamento. O critério de posicionamento foi permitir a abordagem dos seguintes aspectos:

- 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).

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. Ainda assim, foi possível tirar conclusões importantes sobre as hipóteses levantadas acima.

3.2 Equipamentos utilizados e procedimentos realizados

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 pelo sistema ADS2000, fornecido pela Lynx Tecnologia

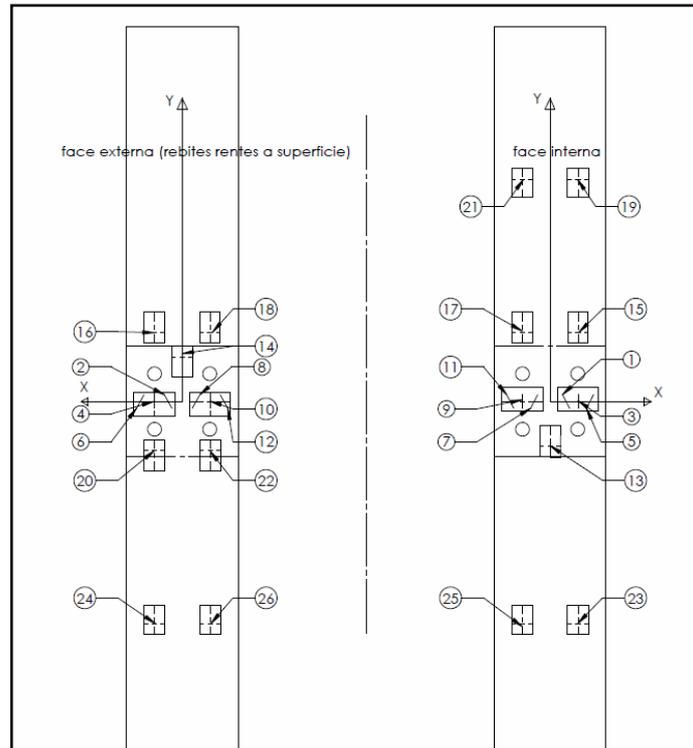


Figura 7. Numeração e posicionamento dos extensômetros.

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 Tab. (2). O controle das operações foi realizado por meio do software fornecido pelo próprio sistema, cuja interface gráfica pode ser visualizada no Apêndice C.

Tabela 2. Características da máquina atuadora MTS Landmark

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

A amostra foi afixada à MTS por meio de uma garra plana (utilizada para afixar corpos de prova planos) e cônica. 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. Para tanto, 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 Fig. (8) ilustra a adaptação.

É importante ressaltar que as chapas de aço foram ambas adicionadas do mesmo lado do corpo de prova, 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.

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.

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.

$$SE = \frac{1}{FS} \left(\frac{R_g}{R_g + R_c} \right) \cdot 10^6 \quad (8)$$

Onde:

FS → fator de sensibilidade do extensômetro

R_c → resistência de calibração [Ω]

R_g → resistência do extensômetro lida no multímetro [Ω]

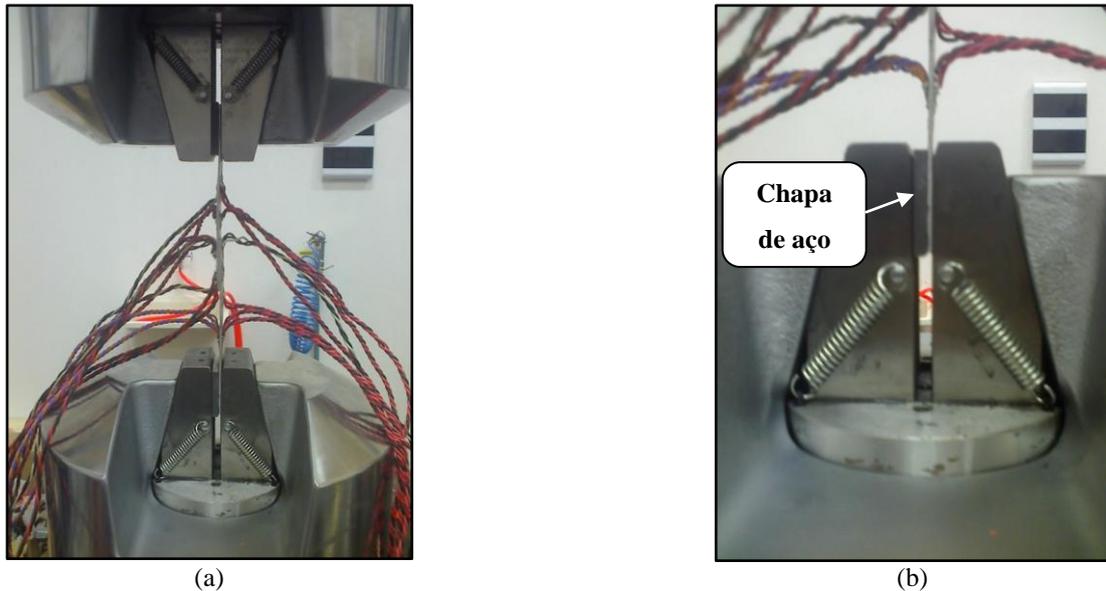


Figura 8. Montagem da amostra: (a) ao longe e (b) detalhe.

Além do valor de engenharia de *Shunt* (SE), outras entradas foram solicitadas. A Tab. (3) as enumera.

Tabela 3. Entradas do software Aqdados 7.

Unidade de medida	Taxa de amostragem	Voltagem de excitação	Tipo de ponte de Wheatstone	Força máxima aplicada
$\mu\text{m/m}$	100 Hz	5 V	$\frac{1}{4}$ ponte	1,8 kN

Finalmente, após todo o procedimento de preparação de aquisição, configurou-se a 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. A carga foi aplicada manualmente a uma taxa de aproximadamente 40N/s até um valor máximo. Quando o máximo foi atingido, a carga foi retirada manualmente, sem critério pré-definido.

3.3 Apresentação dos resultados

Como dito anteriormente, não foi possível ligar os extensômetros em configurações diferentes de $\frac{1}{4}$ de ponte. Ainda assim, foi possível analisar os aspectos enumerados no item 3.1. A análise dos resultados permite observar um aumento da inclinação das curvas de deformação em todos os extensômetros, numa dada região de aplicação da carga. Isto porque a aplicação da carga não foi totalmente uniforme.

O primeiro aspecto 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 mostra a Fig. (9). 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. (9).

$$\sigma_f^{ij} = E \cdot \left(\frac{\varepsilon_i - \varepsilon_j}{2} \right); \quad (9)$$

Onde:

σ_f^{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. (10).

$$\sigma_t^{ij} = E \cdot \left(\frac{\varepsilon_i + \varepsilon_j}{2} \right); \quad (10)$$

A Tab. (5) compara 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%.

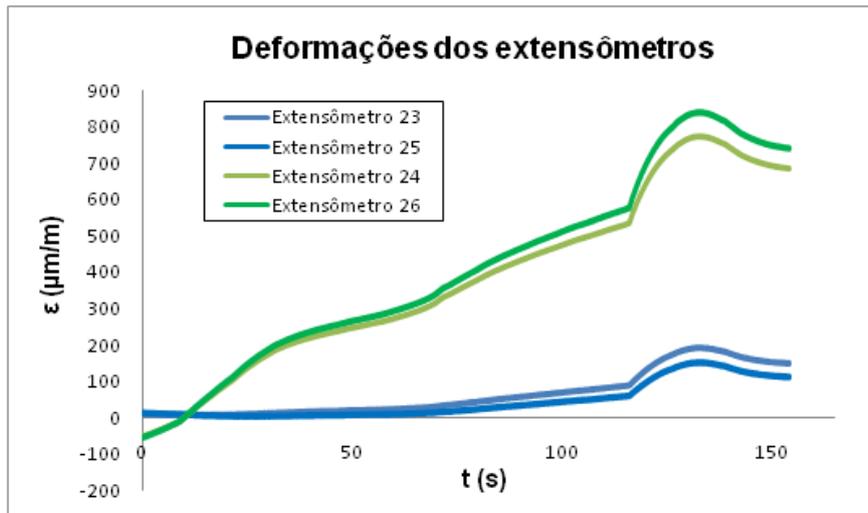


Figura 9. Deformações dos extensômetros: 23, 24, 25 e 26.

Tabela 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%

O segundo aspecto 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 μm/m e 83,13 μm/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.

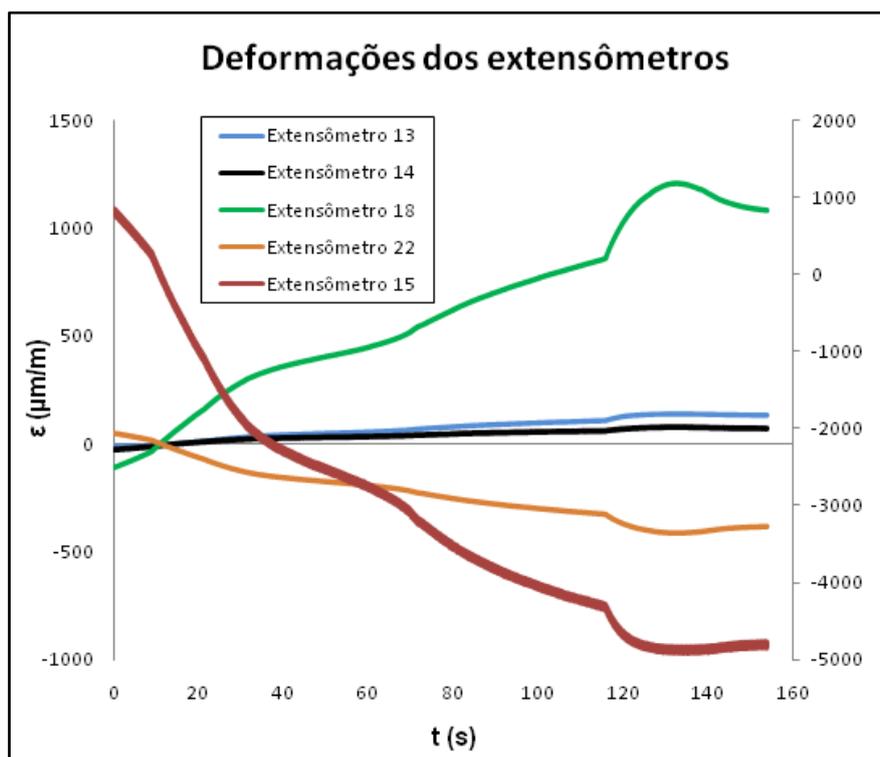


Figura 10. Deformações dos extensômetros: 13, 14, 18, 22 e 15.

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 Fig. (10) mostra esses e outros resultados (eixo secundário: ε_{15}).

Sobre o terceiro aspecto, 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, com base na Fig. (10).

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. 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.

O quarto e último aspecto era o estudo do comportamento da junta na região próxima aos prendedores. Para tanto, determinou-se as tensões principais correspondentes aos valores de deformação indicados pela roseta formada pelos extensômetros 1, 3 e 5 (exibidos na Fig. (11)), por meio das equações a seguir:

$$\varepsilon_1^* = \frac{1}{3}(\varepsilon_1 + \varepsilon_3 + \varepsilon_5) + \frac{2}{3}\sqrt{(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_5^2) - (\varepsilon_1\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_5 + \varepsilon_1\varepsilon_5)} \quad (11)$$

$$\varepsilon_2^* = \frac{1}{3}(\varepsilon_1 + \varepsilon_3 + \varepsilon_5) - \frac{2}{3}\sqrt{(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_5^2) - (\varepsilon_1\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_5 + \varepsilon_1\varepsilon_5)} \quad (12)$$

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_1^* + \nu\varepsilon_2^*) \quad (13)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_2^* + \nu\varepsilon_1^*) \quad (14)$$

Onde:

ε_1^* e ε_2^* → deformação nas direções principais.

σ_1 e σ_2 → tensões principais. [Pa]

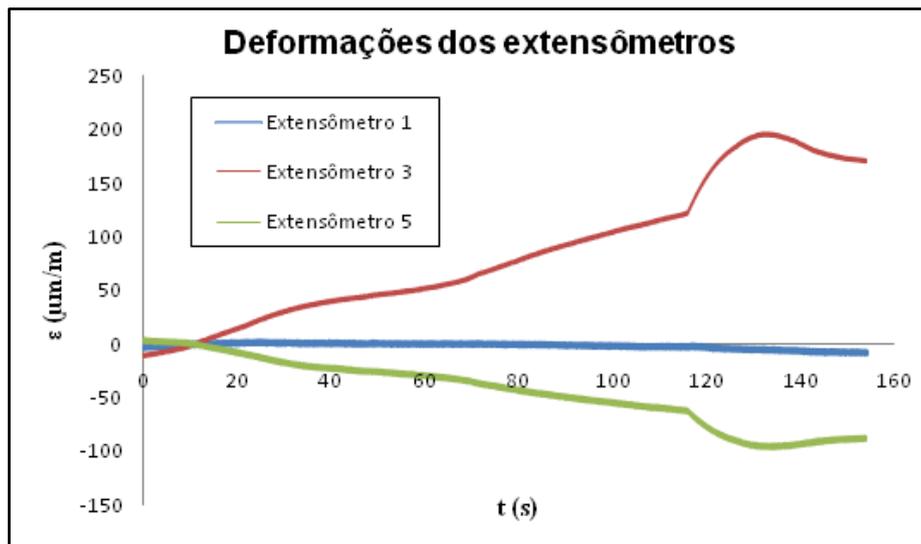


Figura 11. Deformações dos extensômetros da roseta: 1, 3 e 5.

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.

4. 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.

5. Referências

Agência Nacional de Aviação Civil – Brazil, 2009, “Anuário do transporte aéreo 2008: Dados Estatísticos”, 1ª edição, Brasília, Brazil. 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, E., 2005, “Mecânica da fratura e do dano”, Ed. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brazil. Disponível em: <<http://www.ppgec.ufrgs.br/bittenco/PEC0041.html>>. Acesso em: 9 dez. 2009.

Department of Defense – USA, 2003, “Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures”, USA.

Federal Aviation Administration – USA, 2005, “Federal Aviation Regulation”.

Johnson, K.L., 1985, “Contact Mechanics”, Ed. University of Cambridge, Cambridge, UK, 452 p.

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, P.R., 2000, “Handbook of corrosion engineering”, Ed. McGraw-Hill, New York, USA, 1139 p.

MODELING AND VALIDATION OF AERONAUTICAL RIVET JOINTS

Gabriel Rodrigues Cabral
gabrielrc87@gmail.com

Prof. Dr. Walter J. A. P. Ferreira
ponge@ipt.br

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 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.

Keywords. Rivet joints, finite element method, tests.