



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  

---

Escola Politécnica

# **ESTUDO NUMÉRICO DE NOVAS CONCEPÇÕES DE CONECTORES PARA TUBOS DE PERFURAÇÃO EM ALUMÍNIO COM MELHOR DESEMPENHO À FADIGA**

**Moisés Espíndola da Silva**

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia de Petróleo da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientadores: Theodoro Antoun Netto

Marcelo Igor Lourenço de Souza

**RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL**

**MARÇO, 2010**

**ESTUDO NUMÉRICO DE NOVAS CONCEPÇÕES DE CONECTORES PARA  
TUBOS DE PERFURAÇÃO EM ALUMÍNIO COM MELHOR DESEMPENHO  
À FADIGA**

**Moisés Espíndola da Silva**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO  
CURSO DE ENGENHARIA DO PETRÓLEO DA ESCOLA POLITÉCNICA DA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
ENGENHEIRO DO PETRÓLEO.**

**Examinada por:**

---

Prof. Theodoro Antoun Netto, Ph.D.  
Engenharia Naval e Oceânica – POLI/COPPE – UFRJ

---

Eng. Marcelo Igor Lourenço de Souza, M.Sc.  
PRH-03 – POLI/COPPE – UFRJ

---

Dr. João Carlos Ribeiro Plácido, Ph.D.  
PETROBRAS

---

Prof. Alexandre de Castro Leiras, D.Sc.  
DPO/EQ/UFRJ

**RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL**

**MARÇO de 2010**

Silva, Moisés Espíndola da

Estudo Numérico de Novas Concepções de conectores para tubos de perfuração em alumínio com melhor desempenho à fadiga / Moisés Espíndola da Silva – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2010.

XV, 65p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Theodoro Antoun Netto, Marcelo Igor Lourenço de Souza

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia do Petróleo, 2010.

Referencias Bibliográficas: ps. 63-65.

1. Tubos de Perfuração de Alumínio. 2. Fadiga Multiaxial. 3. Modelagem Numérica com Elementos Finitos. 4. Nova Geometria para conectores. . I. Antoun Netto, Theodoro *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia do Petróleo. III. Título.

## Agradecimentos

Em primeiro lugar, quero agradecer a Deus por me sustentar e me fazer vitorioso em cada dia deste curso, me fazendo chegar até aqui.

Quero agradecer aos meus pais, Marcos e Marisa por me incentivarem, me instruírem e terem investido em mim sem medir esforços. Quero agradecer a minha namorada Isabel por todo companheirismo, compreensão, amizade e por todo seu amor ao longo desses 5 anos. Quero agradecer a meus irmãos Marcos e Marta por todo apoio em tempo integral. Quero agradecer a toda minha família, por trazerem mais alegria a minha vida e sempre torcerem por mim, me sustentando em oração.

Agradeço a todos os meus amigos pelo incentivo diário. Gostaria de incluir os meus mais novos amigos e companheiros de trabalho da OGX que tanto me ensinam e por me darem mais um motivo para prosseguir, e também aos meus amigos da Chemtech que me fizeram vencer o desafio da primeira experiência profissional.

Quero agradecer a Universidade Federal do Rio de Janeiro, que me proporcionou um ensino de excelência me formando como profissional sempre trazendo lições para minha vida. Agradecer a todos os professores do curso de Engenharia de Petróleo que, com seus talentos, paciência e dedicação tanto me ensinaram e me aconselharam com suas experiências particulares. Em especial, quero agradecer aos professores e meus orientadores Theodoro e Marcelo Igor por acreditarem em mim e no meu trabalho e por não medirem esforços em me orientar.

Gostaria de agradecer ao Programa de Recursos Humanos da ANP (PRH-35), nas pessoas do coordenador professor Célio e da secretária Cassia, por todo incentivo e apoio institucional. Não posso deixar de citar a todos do Laboratório de Tecnologia Submarina. Agradeço por toda ajuda e por terem disponibilizados meios para que este trabalho fosse concretizado.

Por fim, não posso deixar de citar a turma que não poderia ser melhor: Engenharia de Petróleo – ano de 2005. Tudo que passamos juntos, cada experiência foi muito valiosa. Nossas conversas, cooperação, união....enfim, nossa amizade não termina por aqui, temos uma vida toda pela frente para enfrentarmos juntos. Novos desafios nos esperam e é bom saber que temos uns aos outros. Obrigado por tudo!

*“Grandes coisas fez o Senhor por nós, e por isso estamos alegres.”*

*Salmo 126.3*

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro de Petróleo.

Estudo Numérico de Novas Concepções de Conectores para Tubos de Perfuração em Alumínio com Melhor Desempenho à Fadiga

Moisés Espíndola da Silva

Março/2010

Orientador: Prof. Theodoro Antoun Netto

Curso: Engenharia do Petróleo

A necessidade de perfuração de poços de petróleo de grande alcance utilizando poços direcionais vem se intensificando no Brasil. Estima-se que a redução do peso da coluna de perfuração seja fator crucial para se viabilizar a produção. O objetivo desse trabalho é contribuir para o estudo de materiais alternativos em tubos de perfuração visando reduzir o peso das colunas de perfuração.

Baseado em conclusões obtidas em análises anteriores realizadas no Laboratório de Tecnologia Submarina (COPPE/UFRJ), que incluem testes de fadiga em escala reduzida e em escala real, o presente artigo visa propor melhora nesses projetos por meio de modelagem numérica com elementos finitos.

Modelagem numérica é feita com elementos finitos não-lineares, axissimétricos e com deformação assimétrica (tipo CAXA), desenvolvidos no software ABAQUS. Através desses modelos numéricos foi possível simular níveis de carga com intensidades obtidas em testes de fadiga anteriores para, assim, obter a distribuição de tensões nas diferentes regiões do tubo de perfuração e conectores de aço. A estimativa da vida à fadiga das novas concepções geométricas para os tool-joints, com conectores de aço e tubo em liga de alumínio, foi obtida utilizando-se modelos que consideraram a triaxialidade de tensões no interior dos conectores. Assim, foi possível realizar uma correlação numérico-experimental para validação dos dados obtidos.

Também foram propostas novas geometrias em prol de melhorar a vida à fadiga dos tubos de perfuração de alumínio.

Palavras-chave: fadiga, tubos de perfuração, alumínio, modelagem numérica.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Numerical Analysis of New Tool Joints Conceptions for Aluminum Drill Pipe with  
Better Fatigue Life

Moisés Espíndola da Silva

March/2010

Advisor: Prof. Theodoro Antoun Netto

Course: Petroleum Engineering

The need of drilling extended reach wells with drilling has been increasing. Additionally, it is estimated that reducing the weight of drill string is a crucial factor to enable the production. The main objective of this work is to contribute to the study of alternative materials in the case of aluminum alloys for applications in drilling.

This work is based on conclusions which were obtained from previous analysis carried out in Subsea Technology Laboratory (COPPE/UFRJ) that include fatigue test for small-scale and fatigue tests using full-scale pipe drilling using different aluminum alloys with different mechanical properties. Another reason of this work is to propose a better alternative for these projects through numerical modeling finite elements.

Numerical modeling is done with non-linear, axisymmetric and with asymmetric deformations elements (type CAXA), developed by the software ABAQUS. Through these models it was possible to simulate loads with the same intensity from those obtained in the fatigue tests. The fatigue life estimative of new tool joints conceptions, which are formed by steel connectors and pipe made of aluminum alloy, was possible utilizing models that considered triaxial components of the stress in the interior of the connectors. Following this way, it was possible to make a correlation between numerical and experimental data, letting them to be validated.

New geometries for the connection were also proposed in order to improve the fatigue life of the aluminum drill pipes.

Keywords: fatigue, drill pipe, aluminum, numerical modeling.

# Sumário

|                                                         |             |
|---------------------------------------------------------|-------------|
| <b>Lista de Figuras .....</b>                           | <b>ix</b>   |
| <b>Lista de Tabelas .....</b>                           | <b>xiii</b> |
| <b>Nomenclatura.....</b>                                | <b>xiv</b>  |
| <b>1. Introdução .....</b>                              | <b>1</b>    |
| 1.1. Motivação .....                                    | 4           |
| 1.2. Objetivo .....                                     | 5           |
| <b>2. Revisão Bibliográfica.....</b>                    | <b>6</b>    |
| 2.1. Cálculo de vida à fadiga .....                     | 6           |
| 2.1.1. O fenômeno da fadiga.....                        | 6           |
| 2.1.2. Previsão da vida à fadiga com abordagem S-N..... | 10          |
| 2.1.3. Critério para cálculo de fadiga multiaxial ..... | 17          |
| 2.2. Testes experimentais.....                          | 20          |
| 2.2.1. Teste em escala reduzida .....                   | 21          |
| 2.2.2. Testes em escala real .....                      | 24          |
| <b>3. Simulação Numérica .....</b>                      | <b>30</b>   |
| 3.1. Modelos Numéricos.....                             | 31          |
| 3.1.1. Geometria do Modelo .....                        | 31          |
| 3.1.2. Modelagem .....                                  | 33          |
| 3.2. Análise de Tensões .....                           | 40          |
| <b>4. Proposta nova geometria .....</b>                 | <b>52</b>   |
| <b>5. Conclusão .....</b>                               | <b>60</b>   |
| 5.1. Análise qualitativa e constatações .....           | 60          |
| 5.2. Proposta de trabalhos futuros .....                | 61          |

|                                            |           |
|--------------------------------------------|-----------|
| <b>6. Referências Bibliográficas .....</b> | <b>63</b> |
|--------------------------------------------|-----------|



# Lista de Figuras

|                                                                                                                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2.1. – Bandas de deslizamento e a geração de intrusões e extrusões na superfície do material (a). Formação de intrusões e extrusões (~0.1mm) na superfície de uma peça de Ni Puro (b)..... | 8  |
| Figura 2.2. Crescimento progressivo de uma trinca por fadiga.....                                                                                                                                 | 8  |
| Figura 2.3. Estágios de nucleação (estágio I) e crescimento (estágio II) de trincas.....                                                                                                          | 9  |
| Figura 2.4. Estágios de uma falha por fadiga. ....                                                                                                                                                | 9  |
| Figura 2.5. Carregamento flutuante - $\sigma_{\max}$ e $\sigma_{\min}$ são positivas ou negativas.....                                                                                            | 11 |
| Figura 2.6. Carregamento repetido - $\sigma_{\max}$ ou $\sigma_{\min}$ igual a zero.....                                                                                                          | 11 |
| Figura 2.7. Carregamento alternado - $\sigma_{\max}$ ou $\sigma_{\min}$ de sinais contrários.....                                                                                                 | 11 |
| Figura 2.8. Curva S-N característica de um aço. ....                                                                                                                                              | 13 |
| Figura 2.9. Exemplo de curva S-N. ....                                                                                                                                                            | 15 |
| Figura 2.10. Efeito da tensão média na resistência e limite de fadiga.....                                                                                                                        | 16 |
| Figura 2.11. Diagrama esquemático mostrando os limites dos critérios de Goodman, Gerber e Soderberg.....                                                                                          | 17 |
| Figura 2.12. Plano octaédrico.....                                                                                                                                                                | 19 |
| Figura 2.13. Dimensões do corpo de prova em escala reduzida para a liga D16T.....                                                                                                                 | 21 |
| Figura 2.14. Dimensões da amostra em escala reduzida para a liga 1953T1.....                                                                                                                      | 21 |
| Figura 2.15. Curvas S-N das ligas de alumínio D16T e 1953T1. ....                                                                                                                                 | 22 |
| Figura 2.16. Tubo de perfuração de alumínio com reforço interno (147x11).....                                                                                                                     | 24 |
| Figura 2.17. Tubo de perfuração de alumínio com reforço externo (131x13).....                                                                                                                     | 24 |
| Figura 2.18. Conector LAIDP 103x9. ....                                                                                                                                                           | 26 |
| Figura 2.19. Detalhe da região de conexão. ....                                                                                                                                                   | 26 |
| Figura 2.20. Aparato de testes de fadiga em escala real.....                                                                                                                                      | 27 |
| Figura 2.21. Esquema de locação do <i>strain-gage</i> e conexão do corpo de prova.....                                                                                                            | 28 |
| Figura 2.22. Superfície de falha típica (Amostra DPA-2-07).....                                                                                                                                   | 29 |
| Figura 3.1. Desenho esquemático do tubo de perfuração indicando a região modelada.....                                                                                                            | 31 |
| Figura 3.2. Padrão para geometria da região rosqueada para o pin e box. (Dimensões em mm).....                                                                                                    | 32 |
| Figura 3.3. Desenho esquemático do modelo LAIDP 103x9 com conector fêmea.....                                                                                                                     | 32 |
| Figura 3.4. Vista em perspectiva do modelo. ....                                                                                                                                                  | 33 |
| Figura 3.5. Detalhe da malha na região dos conectores. ....                                                                                                                                       | 34 |

|                                                                                                                                                                                                      |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.6. Visão geral do refinamento da malha do modelo.....                                                                                                                                       | 34 |
| Figura 3.7. Planos circunferenciais para diferentes ordens de interpolação (N=1,2,3,4) com relação a $\theta$ para os elementos sólidos axissimétricos com deformação não-linear e assimétrica. .... | 35 |
| Figura 3.8. Número de pontos de integração na modelagem com elementos CAXA84.                                                                                                                        | 35 |
| Figura 3.9. a) representação esquemática da slide line parabólica (segunda ordem); b) representação dos elementos e superfícies que formam o contato. ....                                           | 36 |
| Figura 3.10. Interferência mecânica na superfície de vedação. ....                                                                                                                                   | 37 |
| Figura 3.11. Deslocamento radial aplicado à superfície de vedação do conector. ....                                                                                                                  | 38 |
| Figura 3.12. Contato estabilizado na superfície de vedação. ....                                                                                                                                     | 38 |
| Figura 3.13. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica mínima. ....                                                                                     | 40 |
| Figura 3.14. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica máxima. ....                                                                                     | 40 |
| Figura 3.15. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica média. ....                                                                                      | 41 |
| Figura 3.16. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica mínima. ....                                          | 41 |
| Figura 3.17. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica média. ....                                           | 41 |
| Figura 3.18. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica máxima. ....                                          | 42 |
| Figura 3.19. Modo de resposta do modelo sob carregamento combinado de carga transversal e tração axial. ....                                                                                         | 42 |
| Figura 3.20. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima. ....                     | 43 |
| Figura 3.21. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima. ....                     | 44 |
| Figura 3.22. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média. ....                      | 44 |

|                                                                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.23. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima.....   | 45 |
| Figura 3.24. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima. ....  | 45 |
| Figura 3.25. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média. ....   | 45 |
| Figura 3.26. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima.....       | 46 |
| Figura 3.27. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima. ....      | 46 |
| Figura 3.28. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média. ....       | 46 |
| Figura 3.29. Correlação numérico-experimental – método de Goodman. ....                                                                             | 48 |
| Figura 3.30. Correlação numérico-experimental – método de Gerber. ....                                                                              | 48 |
| Figura 3.31. Correlação numérico-experimental – método de Soderberg.....                                                                            | 49 |
| Figura 3.32. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Goodman. ....                                                             | 50 |
| Figura 3.33. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Soderberg.....                                                            | 50 |
| Figura 3.34. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Gerber. ....                                                              | 51 |
| Figura 4.1. Nova geometria – modelo ISO x modelo proposto.....                                                                                      | 53 |
| Figura 4.2. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Nova Geometria. ....         | 54 |
| Figura 4.3. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Nova Geometria. ....         | 54 |
| Figura 4.4. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Goodman....                                                                      | 55 |
| Figura 4.5. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Gerber. ....                                                                     | 55 |
| Figura 4.6. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Soderberg. ..                                                                    | 56 |
| Figura 4.7. Detalhe da nova geometria proposta para conexão (caso 2). ....                                                                          | 56 |
| Figura 4.8. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Caso 2 – nova geometria..... | 57 |
| Figura 4.9. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Caso 2 - nova geometria. ....    | 58 |

|                                                                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.10. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Goodman. ....   | 58 |
| Figura 4.11. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Gerber. ....    | 59 |
| Figura 4.12. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Soderberg. .... | 59 |

## Lista de Tabelas

|                                                                                                                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 2.1. Parâmetros de curva S-N usando a equação de Basquin (equação 24) para tensão média de 0 MPa e o limite de fadiga para as tensões médias de 0 MPa e 120MPa..... | 23 |
| Tabela 2.2. Comparação entre propriedades das ligas testadas .....                                                                                                         | 23 |
| Tabela 2.3. Parâmetros de projeto dos modelos testados em escala real.....                                                                                                 | 25 |
| Tabela 2.4. Programa de teste em escala real. ....                                                                                                                         | 29 |
| Tabela 3.1. Resultados das análises de fadiga (Von Mises).....                                                                                                             | 47 |

## Nomenclatura

|           |                                        |                      |
|-----------|----------------------------------------|----------------------|
| $A$       | Razão de amplitude .....               | [-]                  |
| $A$       | Parâmetro de ajuste da curva S-N ..... | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $a, b, B$ | Parâmetro de ajuste da curva S-N ..... | [-]                  |
| $C, D$    | Parâmetro de ajuste da curva S-N ..... | [-]                  |
| $C1, C2$  | Parâmetro de ajuste da curva S-N ..... | [-]                  |
| $N_f, N$  | Número de ciclos até falhar .....      | [-]                  |
| $R$       | Razão de tensão .....                  | [-]                  |

### Símbolos Gregos:

|                          |                                           |                      |
|--------------------------|-------------------------------------------|----------------------|
| $\Delta\sigma, \Delta S$ | Gama de tensão .....                      | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{\max}$          | Tensão máxima .....                       | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{\min}$          | Tensão mínima .....                       | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_m$               | Tensão média .....                        | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_a, S_a$          | Tensão alternada .....                    | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_f, S'_f$         | Coeficiente de resistência à fadiga ..... | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_0, \sigma_y$     | Tensão de escoamento .....                | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_R, \sigma_u$     | Tensão de ruptura .....                   | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_L, \sigma_{sn}$  | Tensão alternada corrigida .....          | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{Mises}$         | Tensão de Mises .....                     | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{eqa}$           | Tensão alternada equivalente .....        | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{eqm}$           | Tensão equivalente média .....            | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_m$               | Tensão equivalente média .....            | [-]                  |

|                                         |                                                                 |                      |
|-----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------------|
| $\sigma_{1a}, \sigma_{2a}, \sigma_{3a}$ | Componentes de tensão alternada .....                           | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{1m}, \sigma_{2m}, \sigma_{3m}$ | Componentes de tensão média .....                               | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\tau_{1m}, \tau_{2m}, \tau_{3m}$       | Componentes de tensão de cisalhamento média .....               | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\tau_{1a}, \tau_{2a}, \tau_{3a}$       | Componentes de tensão de cisalhamento alternada .....           | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{L0}$                           | Tensão limite de fadiga axial sob tensão média de 0 MPa .....   | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{L120}$                         | Tensão limite de fadiga axial sob tensão média de 120 MPa ..... | [N/mm <sup>2</sup> ] |

## 1. Introdução

Mais de 30% da matriz energética em nível mundial representa a demanda por petróleo e seus derivados e, só no Brasil essa demanda representou mais de 40% em 2009. Esse quadro denota a importância do petróleo para a economia da sociedade e, assim, a exploração e desenvolvimento de novas descobertas apresentam extrema relevância, evidenciado pelas constantes descobertas de novos horizontes estratigráficos, como no caso da camada pré-sal (campos de Tupi e Júpiter), que vem trazendo consigo novos desafios tecnológicos.

Com o fim do monopólio da exploração e produção de petróleo no Brasil em 1997 e a consequente abertura do mercado a empresas multinacionais e criação de novas empresas nacionais, a demanda por blocos a serem licitados vem crescendo a cada rodada de licitação oferecida pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Assim, como antigos campos que a Petrobras detinha controle tem se tornado maduros, cresce ainda mais a busca por blocos em águas mais profundas, impulsionado também pela diminuição do tamanho dos blocos cada rodada de licitação, o que aumenta a oferta e concorrência por blocos mais estratégicos em novas áreas.

Nesse contexto, a atuação em lâminas d'água cada vez mais profundas pode levar a condições de operações que comprometam os limites das propriedades dos materiais e estruturas. Nas operações de perfuração de poços de petróleo, o peso da coluna de tubos de perfuração pode ser uma questão crítica nos casos onde os reservatórios encontram-se em águas ultra-profundas ou em poços direcionais de longo alcance. O peso exercido pela coluna sobre os tubos de perfuração próximos à broca pode ultrapassar o carregamento máximo previsto em projeto. Assim, o desenvolvimento e seleção de novos tipos de materiais a serem utilizados nesses equipamentos tem se tornado grandes desafios para a indústria do petróleo.

Arelada as novas descobertas no Brasil e com os avanços dos estudos na perfuração de poços com trajetória diferente da vertical, a necessidade de perfuração de poços de petróleo de grande alcance (*Extended Reach Wells*), utilizando tecnologias



modernas como a de poços direcionais, vem se intensificando no Brasil. Com os novos campos localizados na camada pré-sal, estima-se que a redução do peso da coluna de perfuração seja fator crucial para se viabilizar a produção. Segundo a Petrobras, atualmente, em alguns projetos, o peso da coluna pode chegar a representar cerca de 90% das cargas envolvidas. Nessas condições, a utilização de materiais alternativos nos tubos de perfuração confeccionados atualmente em aço tem ganhado destaque, pois esses novos materiais são formados de ligas metálicas leves e de elevada resistência mecânica. As alternativas no mercado atualmente concentram-se no uso de materiais alternativos como titânio e ligas de alumínio. O Titânio, apesar de apresentar maior resistência estrutural e melhor resistência à fadiga, é evitado em função do seu alto custo. O alumínio é a alternativa mais viável.

Tubos de perfuração de alumínio vêm sendo fabricados na Rússia, tendo como diferencial a utilização de ligas de alumínio Al-Cu-Mg e Al-Zn-Mg. As ligas de alumínio possuem valor comercial acessível para o mercado brasileiro. Esses tubos de alumínio são conectados através de conectores de aço, conhecidos como *tool joints*. A montagem dos *tool-joints* nos tubos é por meio de contração térmica, num processo conhecido como *shrink fit process*. Esse processo é iniciado com o aquecimento do conector de aço antes de ser enroscado. A parte de aço dilata e é, então, enroscada no tubo de alumínio sob a aplicação de um torque mínimo. Imediatamente após a montagem, o conector é resfriado por meio de jatos de água na superfície do conector, além de circulação de água no interior do tubo de alumínio. A contração da parte de aço resulta em interferência mecânica entre o conector e o tubo.

Durante o processo de montagem descrito acima, há a atuação de tensões compressivas nas extremidades do tubo de perfuração que, somadas às forças de flexão e rotação, levam a existência de tensões multiaxiais e resultam em mecanismos complexos de falha. A fadiga do material é uma das principais causas para ocorrência de falha em tubos de perfuração que ocorre, predominantemente, na região de transição entre a conexão e o tubo.

Tem-se que durante a trajetória do poço direcional a coluna de perfuração é submetida a carregamentos combinados e cíclicos de torção, flexão, tração de compressão. Esse carregamento multiaxial pode levar a falha da coluna pelo mecanismo

de fadiga. Tendo em vista que os tubos de perfuração são os equipamentos de menor espessura na coluna de perfuração e constituem sua maior parte, sobre eles tendem a incidir maior parte das ocorrências de falhas por fadiga. Portanto, é importante a realização de um estudo de fadiga em prol de reduzir custos adicionais e danos oriundos da falha da coluna e com parada para intervenções no poço a fim de pescar a coluna.

Quando a estrutura é submetida a carregamentos cíclicos ocorrem danos por fadiga. Exemplo disso é quando grandes variações de tensões acontecem devido à rotação do tubo em conjunto com a imposição de curvatura. Falhas causadas por nucleação e propagação de trincas por fadiga do material representam um sério risco à integridade estrutural de tubos de perfuração, particularmente nas regiões de transição adjacentes às conexões entre as duas seções de tubo.

No capítulo 2 deste trabalho será apresentada uma breve revisão bibliográfica do tema estudado, apresentando os principais conceitos de fadiga e os métodos matemáticos para o cálculo da vida à fadiga de estruturas submetidas a cargas cíclicas. Ainda no segundo capítulo, é apresentado de forma reduzida análises anteriores realizadas no Laboratório de Tecnologia Submarina (COPPE/UFRJ), que incluem testes de fadiga em escala reduzida (*small-scale*) para levantamento das curvas S-N de ligas de alumínio utilizadas na indústria e testes de fadiga em escala real (*full-scale*) utilizando tubos de perfuração de alumínio com diferentes propriedades mecânicas. No capítulo 3 são apresentados os modelos de elementos finitos desenvolvidos para análise de fadiga multiaxial. Nas análises e resultados apresentados, foram levadas em conta as interferências máxima, média e mínima. No capítulo 4, são apresentados estudos e propostas de melhoras na geometria dos *tool-joints* através de modelos numéricos que também consideram a triaxialidade de tensões no interior dos novos conectores. No capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho e as sugestões de trabalhos futuros. As referências bibliográficas estão dispostas no capítulo 6 em ordem alfabética.

## 1.1. Motivação

O desenvolvimento de tecnologias alternativas para redução do peso da coluna de perfuração é de fundamental importância para o avanço da perfuração dos poços de grande alcance e em regiões ultra-profundas, intensificados com as descobertas de novas jazidas de petróleo na camada pré-sal, por exemplo. Os *drill-pipes* em liga de alumínio, apesar do menor custo em relação ao Titânio, carecem de confiabilidade e capacidade de carga. O resultado do estudo proposto pode contribuir na viabilização de um produto mais adequado às necessidades da indústria de petróleo, principalmente no que diz respeito à perfuração de poços em novas fronteiras tecnológicas.

Os tubos de perfuração de alumínio (ADP – *Aluminum drill pipe*) estão sendo utilizados, e possuem diversas vantagens, dentre elas: densidade cerca de 3 vezes inferior ao aço; razão resistência/densidade superior a 1,5 vezes a do aço; módulo de elasticidade cerca de 3 vezes inferior ao do aço; resistência a corrosão parecida com as ligas de aço com elevado percentual de cromo; propriedades mecânicas estáveis a baixas temperaturas e preços relativamente baixos (quando comparados com os tubos de perfuração produzidos em aço de elevada resistência). Assim, os tubos de perfuração de alumínio possuem características que denotam um importante papel em operações de perfuração em águas profundas e ultra-profundas, especialmente em poços com elevada inclinação, poços horizontais e com trechos de curvatura elevada. Sua aplicação vem possibilitando, assim, o alcance de novos patamares de profundidade perfurada, contornando limitações de peso próprio e limite de capacidade de tração de topo encontrado pelos tubos de perfuração de aço. Tem-se também que sua utilização reduz o tempo de operação de 20 a 25%, além de reduzir consideravelmente o consumo de energia. Outro ponto que vale a pena ressaltar é a reduzida densidade do alumínio que torna os ADP mais susceptíveis às forças de empuxo.

## 1.2. Objetivo

O objetivo do presente trabalho é contribuir para o estudo de materiais alternativos, nesse caso, ligas de alumínio, para uso em *drill-pipes* visando reduzir o peso das colunas de perfuração. Para isso, serão estudadas alternativas de projeto de *tool-joints*, componente crítico para performance do *drill-pipe*.

Para isso, é feita uma análise do comportamento de fadiga de tubos de perfuração de alumínio, por meio de modelagem numérica com elementos finitos, quando submetidos a cargas cíclicas de tensão e flexão, priorizando os efeitos negativos das concentrações de tensões na região dos conectores. Assim, busca-se melhorar a vida à fadiga destes componentes do tubo de perfuração selecionando a liga de alumínio adequada e melhorando o design mecânico do conector de aço rosqueado.

## **2. Revisão Bibliográfica**

### **2.1. Cálculo de vida à fadiga**

#### **2.1.1. O fenômeno da fadiga**

De uma forma geral, pode-se dizer que a fadiga é um fenômeno que ocorre quando um componente mecânico ao ser submetido a carregamentos dinâmicos sofre degradação e falha sob a ação de tensões menores que a sua resistência estática. Os materiais sofrem uma redução gradual de sua resistência mecânica quando sujeitos a tensões cíclicas, mesmo que estas sejam inferiores a sua tensão de escoamento, podendo levar à ruptura.

Tendo em visto esse mecanismo, as falhas por fadiga podem ser conhecidas como fraturas progressivas, com acúmulo de deformação plástica localizada. Quando uma estrutura está submetida a esforços de tensão, o comportamento de certos cristais pode alcançar ou até mesmo ultrapassar seu limite elástico em função da possibilidade da orientação desses cristais ser de forma tal que permita o escorregamento de planos cristalográficos. Quando submetido à esforços cíclicos este fenômeno se agrava. Vale ressaltar que falhas também podem ocorrer em função da não uniformidade da distribuição de tensão de um cristal para o outro. Essas anomalias somadas aos pontos de origem de tensão e esforços alternados possibilitam a formação e propagação de pequenas trincas, que com o passar do tempo, podem crescer e atingir toda a seção da estrutura, provocando, assim, a fratura. Esses concentradores de tensões podem ser de natureza mecânica (entalhes, cantos vivos, arranhões) ou metalúrgica (inclusões, partículas de segunda-fase, contornos de grão).

A deformação é inicialmente acumulada na forma de bandas de deslizamento. Essas bandas crescem em quantidade a medida que os ciclos vão ocorrendo, sendo sua direção definida pela orientação cristalina predominante do grão. Em uma maior escala, um conjunto de bandas formam intrusões e extrusões na superfície do grão. Nos locais em que a orientação cristalina é favorável, as bandas de deslizamento são formadas mais intensamente e reaparecem mesmo após polimento eletroquímico, sendo então

denominadas de bandas de deslizamento persistentes. A formação e o crescimento de uma ou mais trincas nas bandas de deslizamento persistentes e a sua coalizão podem originar uma trinca principal de tamanho suficiente para se propagar pelo material.

As etapas de ruptura de um componente mecânico levando a falha por fadiga são as seguintes: nucleação e propagação, que ocupam boa parte da vida do componente e a fratura, que ocorre de forma repentina, no instante em que o comprimento da trinca atinge um tamanho tal que a seção transversal remanescente da estrutura não é capaz de suportar as cargas aplicadas.

A nucleação ocorre predominantemente na superfície, e é fruto do acúmulo de deformação plástica ocorrida nos grãos com orientação favorável ao cisalhamento. É o desenvolvimento prematuro de dano por fadiga, podendo ser eventualmente removido por tratamento térmico adequado. Em grande parte das aplicações, porém, o processo de nucleação é suprimido devido a defeitos introduzidos durante a fabricação, dentre eles: trincas, porosidade, inclusões e defeitos de solda.

A propagação se inicia com o crescimento das bandas de deslizamento (figura 2.1), com aprofundamento da trinca inicial em planos de alta tensão cisalhante. É freqüentemente chamado de estágio I de crescimento de trinca. Posteriormente, segue-se ao crescimento da trinca em planos de alta tensão de tração, fase esta que envolve a união de trincas gerando uma ou mais trincas principais com direção bem definida, normal à direção principal de carregamento. Como pode ser observado na figura 2.2, a iniciação e propagação da trinca representam um processo lento, gradual, contínuo e irreversível, podendo levar a ruptura da estrutura.

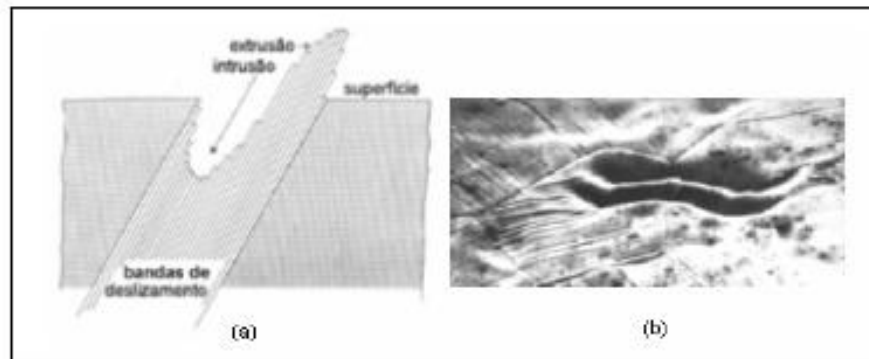


Figura 2.1. – Bandas de deslizamento e a geração de intrusões e extrusões na superfície do material (a). Formação de intrusões e extrusões ( $\sim 0.1\text{mm}$ ) na superfície de uma peça de Ni Puro (b).

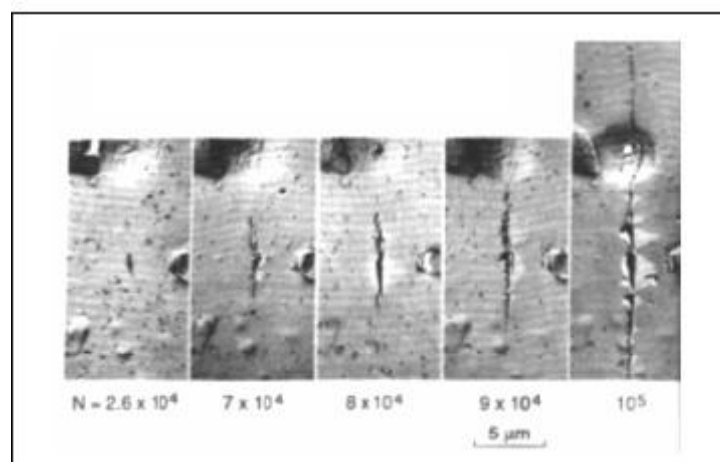


Figura 2.2. Crescimento progressivo de uma trinca por fadiga.

Após a nucleação de uma trinca de fadiga, em condições de carregamento uniaxial, ela tende a se propagar no plano a 45 graus da direção do carregamento no plano de máxima amplitude da tensão cisalhante. Esta é a fase Estágio I e normalmente é curto. Após o crescimento da ordem de alguns grãos, a trinca se propaga na direção normal à orientação da máxima tensão principal, sendo esta a fase Estágio II. Os processos de nucleação e crescimento são apresentados na figura 2.3.

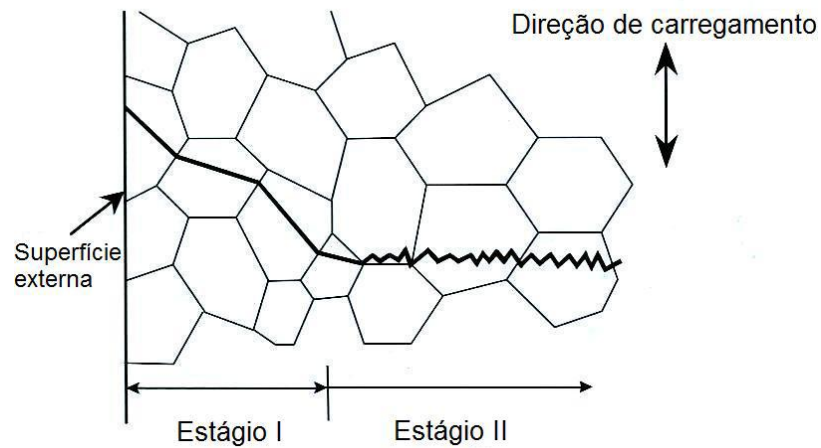


Figura 2.3. Estágios de nucleação (estágio I) e crescimento (estágio II) de trincas.

Por fim, tem-se a fratura final por sobretensão, ocorrendo, assim, o comprometimento estrutural da seção afetada devido à ausência de material íntegro. Após atingir determinado tamanho, a fratura ocorre através de propagação instável da trinca. Esta falha pode ocorrer de forma catastrófica em um determinado ciclo de carregamento. Na figura 2.4, podemos identificar o ponto de iniciação da trinca, a região de propagação e a região de falha catastrófica.



Figura 2.4. Estágios de uma falha por fadiga.

Existem uma série de fatores que podem afetar a taxa de propagação de uma trinca. Esses fatores podem ser características intrínsecas do material ou dependem das condições operacionais e de ensaio. Dentre alguns fatores podemos citar: tensão média,



meio corrosivo, frequência do carregamento, forma de onda de carregamento, temperatura e variáveis metalúrgicas (ex. Microestrutura, módulo de elasticidade e etc.).

### 2.1.2. Previsão da vida à fadiga com abordagem S-N

Em operações reais e em testes da fadiga, o material é submetido a carregamentos cíclicos que envolvem níveis máximos e mínimos de tensões. As tensões máxima ( $\sigma_{\max}$ ) e mínima ( $\sigma_{\min}$ ) são utilizadas para caracterizar conjuntos de carregamentos e torná-los comparáveis entre si.

O valor de  $\Delta\sigma$  (gama de tensão) é determinado com base na diferença entre os valores máximo e mínimo de tensão. O valor médio também é calculado entre os valores máximo e mínimo de tensão. A tensão média ( $\sigma_m$ ) pode ser igual a zero como em um carregamento alternado (fig. 2.7 ), mas na maioria dos casos práticos ela é diferente de zero, como em um carregamento flutuante ou repetido (figs. 2.5 e 2.6). A amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) é definida como a metade de  $\Delta\sigma$ , sendo esta a parcela da tensão que varia com o passar do tempo sobre a tensão média. As expressões matemáticas são as seguintes:

Gama de tensão:  $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$  **Equação 1**

Tensão média:  $\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}$  **Equação 2**

Tensão alternada:  $\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}$  **Equação 3**

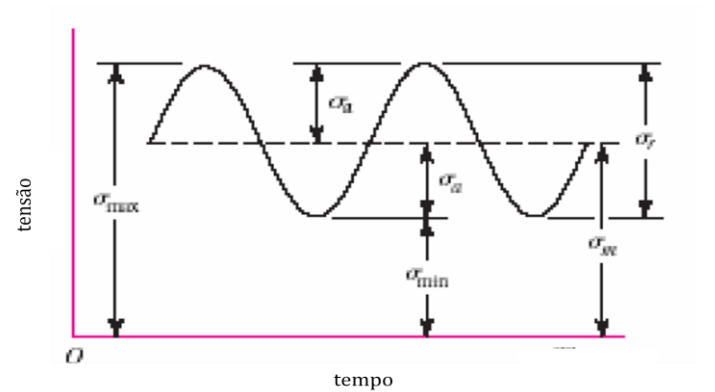


Figura 2.5. Carregamento flutuante -  $\sigma_{\max}$  e  $\sigma_{\min}$  são positivas ou negativas.

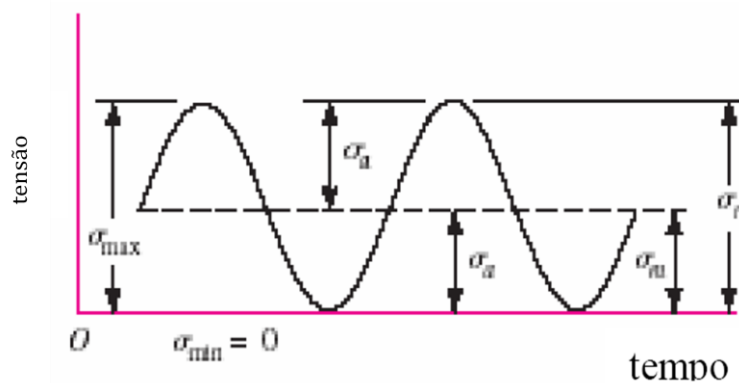


Figura 2.6. Carregamento repetido -  $\sigma_{\max}$  ou  $\sigma_{\min}$  igual a zero.

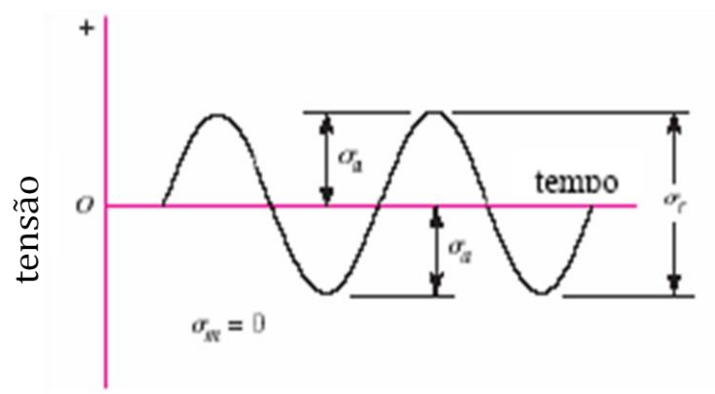


Figura 2.7. Carregamento alternado -  $\sigma_{\max}$  ou  $\sigma_{\min}$  de sinais contrários.

O termo tensão alternada é comumente usado por alguns autores para denominar amplitude de tensão  $\sigma_a$ . Os níveis máximo e mínimo de tensões também podem ser expressos pelas seguintes expressões:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$$

**Equação 4**

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a \quad \text{Equação 5}$$

As razões entre as tensões máximas, mínimas, alternadas e médias podem ser definidas como:

$$\text{Razão de tensão:} \quad R = \frac{\sigma_{\min}^{[m]}}{\sigma_{\max}^{[m]}} \quad \text{Equação 6}$$

$$\text{Razão de amplitude:} \quad A = \frac{\sigma_a^{[m]}}{\sigma_m^{[m]}} \quad \text{Equação 7}$$

Os valores de A e R podem ser utilizados também para se definir a característica do carregamento aplicado. Substituindo a equação 6 nas equações 2 e 3, tem-se que:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max})}{2} * (1 + R) \quad \text{Equação 8}$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2} * (1 - R) \quad \text{Equação 9}$$

Os termos R e A ainda podem ser escritos um em função do outro:

$$R = \frac{1-A}{1+A} \quad \text{Equação 10}$$

$$A = \frac{1-R}{1+R} \quad \text{Equação 11}$$

Todos esses parâmetros podem ser utilizados para caracterizar os carregamentos cíclicos.

Os resultados de ensaios para fadiga podem ser observados através da curva de tensão *versus* o número de ciclos, também chamada de curva S-N ou curva de Wholer, onde S representa a amplitude de tensão aplicada e N indica o número de ciclos para iniciação de uma trinca de fadiga. Inúmeros ensaios com corpos de prova são realizados para chegar a curva S-N. Estes ensaios visam determinar a vida à fadiga do componente para cada amplitude de tensão aplicada. Um exemplo de curva S-N pode ser apresentado na figura 2.8.

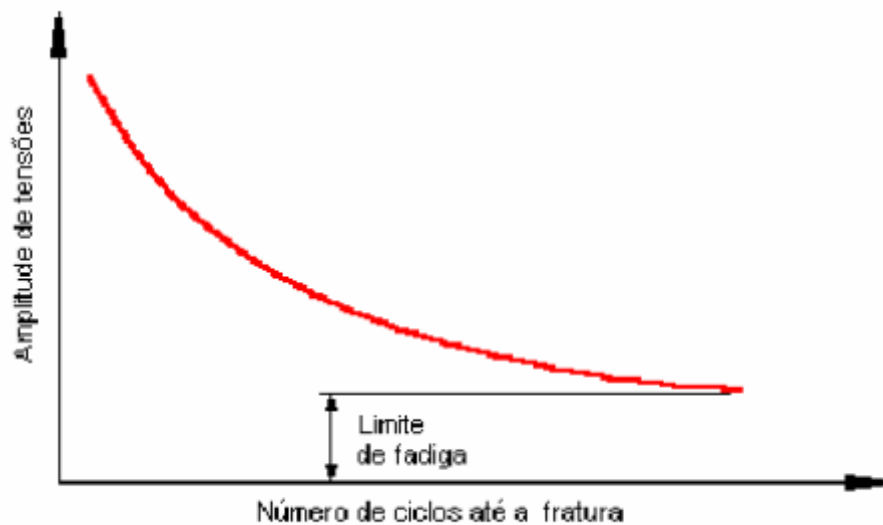


Figura 2.8. Curva S-N característica de um aço.

Como pode ser observado na figura 2.8, quanto menor é a amplitude de tensão aplicada  $S$ , maior é o número de ciclos suportados pelo material. O valor de tensão aplicada que resulta em uma determinada vida  $N$  do componente é conhecida como resistência à fadiga. O limite de fadiga é o valor de tensão correspondente onde a curva S-N se torna horizontal. Quando o material é submetido à uma amplitude de tensão menor abaixo do limite de fadiga, pode-se dizer que este componente tem vida infinita.

Sabe-se que a resistência à fadiga de um material depende das propriedades do mesmo e dos detalhes do ponto crítico da geometria da peça. Como não é simples testar e prever a estrutura em ensaios sob cargas reais, faz-se necessário estimar sua resistência à fadiga.

Estudos indicam que o limite de fadiga é um comportamento característico dos materiais com estrutura cristalina de corpo centrado (CCC) em função de esta estrutura apresentar inúmeras direções de deslizamento, o que leva a existência de uma rede de discordâncias em diversas direções, funcionando como barreiras umas às outras e demandam um valor mínimo de tensão para se deslocar.

Para o caso de materiais com estrutura cristalina de face centrada (CFC), como por exemplo alumínio, não há um limite de fadiga teórico. Mas as estruturas são projetadas para resistirem a um determinado número de ciclos, acima do qual se considera vida infinita na prática. Assim, o limite de fadiga pode ser interpretado como o valor de amplitude de tensão correspondente ao número de ciclos de projeto que, neste estudo, foi definido como sendo 10 milhões de ciclos.

Com base em dados experimentais de um ensaio de fadiga uniaxial, gera-se um gráfico S-N em escala *log-linear* que pode ser aproximada pela equação 12. Quando se deseja representar em escala *log-log*, a equação é linearizada e representada pela equação 13.

$$S_a = \sigma_a = C + D \cdot \log(N_f) \quad \text{Equação 12}$$

Nesta equação 12, C e D são parâmetros constantes. Esta mesma equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\sigma_a = A \cdot N_f^B \quad \text{Equação 13}$$

Os parâmetros A e B podem ser escritos como:  $A = 2^b \cdot \sigma_f$  e  $B=b$ .

Em sua forma mais conhecida, a equação 13 pode ser escrita da seguinte forma, conhecida como equação de Basquim:

$$\sigma_a = \sigma_f \cdot (2N_f)^b \quad \text{Equação 14}$$

Onde  $\sigma_f$  é o coeficiente de resistência à fadiga e b é o expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquim. Esses parâmetros são obtidos através de ensaios uniaxiais em corpos de prova. Importante apontar que o comportamento à fadiga do alumínio é mais bem representado através do modelo bilinear, que divide a curva S-N em duas regiões distintas, cada qual equacionada através da equação 14. Um exemplo de curva S-N é apresentada na figura 2.9 a seguir.

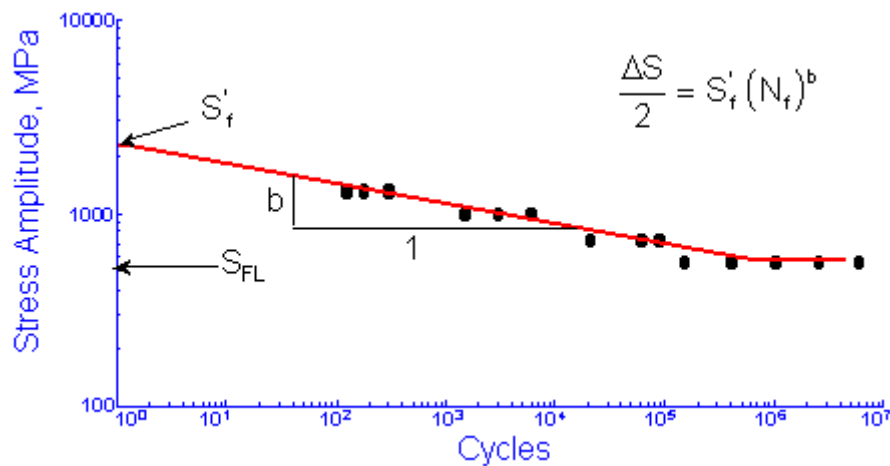


Figura 2.9. Exemplo de curva S-N.

No exemplo de curva S-N acima S'<sub>f</sub> é o coeficiente de resistência à fadiga, S<sub>fl</sub> é o limite à fadiga e ΔS é o gama de tensão.

Vale ressaltar que em materiais com vida curta e em alguns materiais metálicos, as altas tensões envolvidas podem levar a deformações plásticas e, assim, o modelo S-N pode não descrever com precisão o comportamento à fadiga do material.

Como já foi citado anteriormente, a tensão média é um parâmetro que pode interferir na taxa de propagação de uma trinca de fadiga. Sabe-se que a razão de carregamento é um parâmetro que varia de -1 a 1 e está diretamente ligada a tensão média. O aumento desses parâmetros em um carregamento uniaxial de tensão acarreta um aumento da taxa de propagação de uma trinca de fadiga e, assim, reduz o limite de fadiga e a resistência à fadiga do material para uma vida infinita. Esse efeito pode ser observado na figura 2.10.

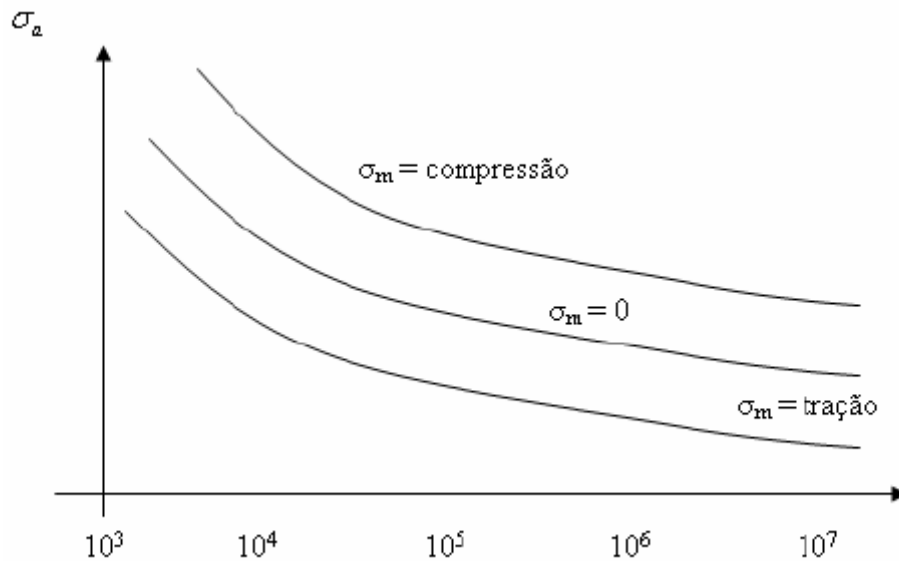


Figura 2.10. Efeito da tensão média na resistência e limite de fadiga.

Buscando estabelecer o efeito da tensão média nas propriedades à fadiga do material, várias teorias e formulações foram desenvolvidas. As teorias mais conhecidas, e que serão utilizadas nesse trabalho foram propostas por Goodman, Gerber e Soderberg e podem ser observadas na figura...

Parábola de Gerber (1874):  $\frac{\sigma_a}{\sigma_L} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)^2 = 1$  **Equação 15**

Parábola de Goodman (1899):  $\frac{\sigma_a}{\sigma_L} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = 1$  **Equação 16**

Parábola de Soderberg (1930):  $\frac{\sigma_a}{\sigma_L} + \frac{\sigma_m}{\sigma_0} = 1$  **Equação 17**

Onde  $\sigma_L$  é a tensão alternada corrigida para a tensão média nula. Já  $\sigma_0$  e  $\sigma_R$  são tensão de escoamento e tensão de ruptura, respectivamente.

Vale ressaltar que quando a tensão média for nula, a tensão alternada será  $\sigma_L$ . Quando a tensão alternada for nula (carregamento estático), a tensão média será a máxima tensão estática.

Para materiais dúcteis os resultados experimentais, em geral, aproximam-se da curva de Gerber, mas devido à dispersão dos resultados que ocorrem em fadiga e o fato de proporcionar maior margem de segurança, o critério de Soderberg é o mais usado.

De acordo com a figura 2.11, pode ser verificado que o critério de Gerber é o menos conservador, seguido de Goodman e Soderberg.

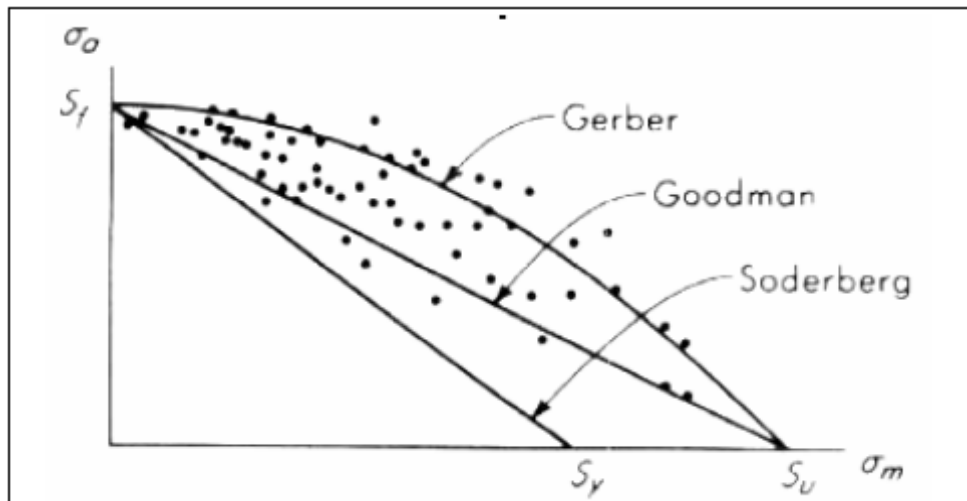


Figura 2.11. Diagrama esquemático mostrando os limites dos critérios de Goodman, Gerber e Soderberg.

### 2.1.3. Critério para cálculo de fadiga multiaxial

Sabe-se que estão disponíveis na literatura vários modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão (modelos empíricos, modelos baseados em tensões efetivas, modelos baseados em tensões efetivas e tensões hidrostáticas, modelos baseados em plano crítico).

Além do critério de Mises, outros métodos são citados por Silva[15]. Gough, é um critério de fadiga para projeto de eixos sujeito a ação combinada de carregamentos. Sines, analisou os dados experimentais de Gough e após estudar diversos critérios de falha, propôs seu critério baseado em tensões octaédricas. Crossland propôs um critério muito semelhante ao de Sines, discordando apenas quanto à influência da tensão hidrostática. Findley analisou os mesmos dados que Sines, porém desenvolveu um



modelo sob um ponto de vista diferente, sugerindo uma combinação linear entre a tensão cisalhante e a máxima tensão normal atuando em um plano do material na composição de seu critério de falha, e propôs que o comportamento a fadiga de um corpo seria regido por um plano crítico onde essa composição seria maximizada. Mataka também acreditava em uma relação linear entre a tensão cisalhante e a tensão alternada atuantes em um plano crítico, mas, para ele, o plano crítico seria o plano sujeito ao maior valor de tensão cisalhante alternada. Da mesma forma, McDiarmid definiu o plano crítico como o plano onde atua a máxima tensão de cisalhamento, e propôs o conceito de caso A e caso B de trincas, apresentado anteriormente por Brown e Miller. Segundo este conceito, a propagação de trincas pode ocorrer de duas formas, onde: no caso A, a propagação ocorre paralela à superfície do material, e no caso B a propagação ocorre perpendicular à superfície, penetrando o material, sendo o segundo caso mais crítico que o anterior. Dang Van considerou em seu modelo o comportamento localizado de um processo de fadiga, através da investigação de duas escalas: uma macroscópica, da ordem de grandeza de um strain gage ou dos elementos de um Modelo de Elementos Finitos, e outra microscópica, da ordem de um grão da estrutura cristalina do material investigado. Por fim, não pode deixar de ser citado o critério de Papadopoulos.

Segundo Silva [15], esses diferentes critérios para cálculo de fadiga multiaxial apresentaram resultados bem próximos, sendo a correção de Gerber aplicada ao método de Mises o que apresentou melhores resultados. Assim, por simplificação dos cálculos, o método a ser utilizado neste trabalho será o critério de Mises.

Neste tópico é apresentado o modelo utilizado neste trabalho: Mises. Este critério é baseado em tensões efetivas. É um dos critérios mais empregados pela sua simplicidade e apresenta correlação superior aos demais critérios em grande parte dos dados experimentais.

As tensões efetivas servem de meio para comparar um estado complexo de tensões a um estado uniaxial equivalente. Este conceito vem fundamentar o limite de escoamento dos materiais sob um estado de carregamento qualquer. A metodologia de Von Mises é a utilizada neste trabalho e, portanto, será apresentada.

A tensão de Mises ( $\sigma_{Mises}$ ) vem das equações de balanço de energia elástica volumétrica que atua em um corpo sob carregamento, e é calculada a partir de um estado de tensões qualquer a partir da seguinte equação:

$$\tau_{Mises} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + 6 * (\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{13}^2)} \quad \text{Equação 18}$$

A atuação da tensão equivalente de Von Mises ocorre no plano octaédrico ou  $\pi$  ((1,1,1) /  $\sqrt{3}$ ) do sistema de tensões principais. Este plano está representado na figura 2.12.

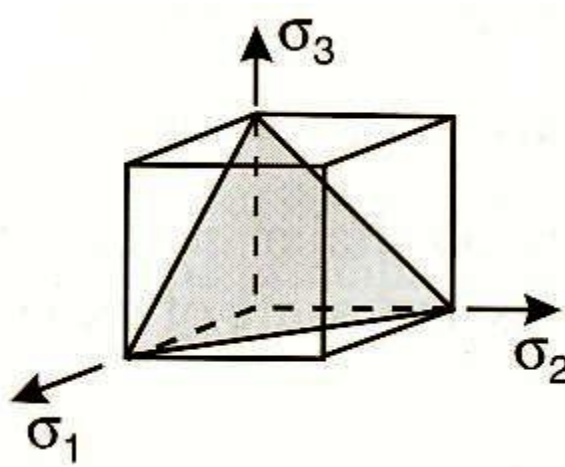


Figura 2.12. Plano octaédrico.

A tensão Mises é sempre positiva como pode ser visto na figura..., além da representação deste critério no sistema de tensões principais corresponder a uma superfície de escoamento cilíndrica cujo eixo é a direção ((1,1,1) /  $\sqrt{3}$ ) e cujo raio é a tensão de escoamento.

Com base nesse critério, a tensão equivalente alternada será:

$$\sigma_{eqs} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{a1} - \sigma_{3a})^2 + 6 * (\tau_{12a}^2 + \tau_{23a}^2 + \tau_{13a}^2)} \quad \text{Equação 19}$$

A tensão equivalente média será:

$$\sigma_{eqm} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_{1m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{3m})^2 + (\sigma_{1m} - \sigma_{3m})^2 + 6 * (\tau_{12m}^2 + \tau_{23m}^2 + \tau_{13m}^2)} \quad \text{Equação 20}$$

Essas tensões equivalentes que são utilizadas para o cálculo da vida à fadiga. Assim, a correção deve ser feita em função da influência da tensão média com os métodos já apresentados anteriormente:

$$\text{Gerber: } \frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \left(\frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_u}\right)^2 = 1 \quad \text{Equação 21}$$

$$\text{Goodman: } \frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_u} = 1 \quad \text{Equação 22}$$

$$\text{Soderberg: } \frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_y} = 1 \quad \text{Equação 23}$$

Onde  $\sigma_{sn}$  representa a tensão corrigida que figura no gráfico S-N,  $\sigma_u$  a tensão de ruptura e  $\sigma_y$  a tensão de escoamento.

## 2.2. Testes experimentais

Será apresentado de forma sucinta o programa de testes realizados nos novos modelos em escala real de *drill-pipes* fornecidos pela empresa *Aquatic Co.* e os testes em escala reduzida. A curva S-N para o alumínio e suas propriedades mecânicas foram determinadas através de testes de escala reduzida e o comportamento de fadiga dos tubos de perfuração de alumínio foi obtido por meio de testes em escala real. Tanto os testes em escala reduzida quanto os testes em escala real foram realizados no Laboratório de Tecnologia Submarina – COPPE UFRJ.

Dois conjuntos de tubos de perfuração de alumínio foram cedidos para testes. O primeiro conjunto foi cedido pela Petrobras, contendo 3 amostras do LAIDP 131x13 fabricados com liga do tipo D16T (Al-Cu-Mg). O segundo conjunto, adquirido 1 ano após a aquisição do primeiro conjunto, continha 8 amostras de LAIDP 103x9 fabricado em liga do tipo 1953T1 (Al-Zn-Mg). Mais parâmetros de fabricação foram adquiridos para o segundo conjunto, obtidos em cooperação com a empresa *Aquatic Co.* Vale ressaltar que LAIDP (*Light Alloy Drill Pipes of Improved Dependability*) é uma especificação que se dá a tubos de perfuração com ligas que conferem maior leveza ao material.

### 2.2.1. Teste em escala reduzida

As ligas de alumínio D16T (sistema Al-Cu-Mg) e 1953T1 (sistema Al-Zn-Mg) foram testadas para análise de fadiga. Os corpos de prova foram cortados a partir da espessura da parede dos tubos de perfuração na direção longitudinal, de acordo com ASTM E466-96 como pode ser visto nas figuras 2.13 e 2.14.

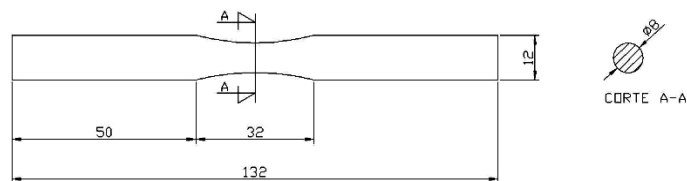


Figura 2.13. Dimensões do corpo de prova em escala reduzida para a liga D16T.

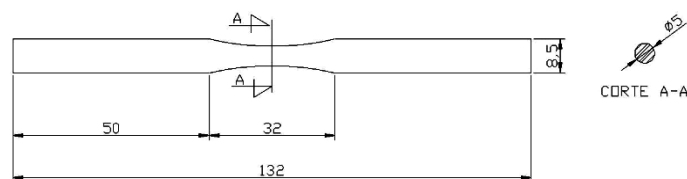


Figura 2.14. Dimensões da amostra em escala reduzida para a liga 1953T1.

O sistema óptico-mecânico, desenvolvido para análise da iniciação e acúmulo de danos por fadiga em corpos de prova, foi utilizado na caracterização da fadiga do material em escala reduzida.

Os ensaios de fadiga foram realizados com um fator  $R = \sigma_{\max} / \sigma_{\min} = -1$ . (tensão totalmente alternada) e o número de ciclos era contabilizado do início do ensaio até a fratura do corpo de prova. Quando duas amostras não romperam após  $10^7$  ciclos (*run-out*) foi determinado o limite de fadiga para o material.

Duas curvas S-N, sob diferentes tensões médias (0 MPa e 120 MPa), foram construídas para cada material visando calibrar os modelos analíticos. A equação de Basquin (equação 24) foi usada para ajustar os dados experimentais em uma curva S-N bilinear. A figura 2.15 apresenta as curvas S-N com seus ajustes obtidas para as ligas D16T e

1953T1, respectivamente. O número de ciclos foi determinado considerando-se o início do teste até o momento da falha ou após  $10^7$  ciclos (*run-out*), que foi definido como o limite à fadiga. Na figura 2.15, observa-se uma tensão limite de fadiga de 125MPa, adotada para a tensão na qual a amostra não rompeu após  $10^7$  ciclos de carregamento (*run-out*). Tabela 2.1 apresenta os parâmetros ajustados para os dados experimentais.

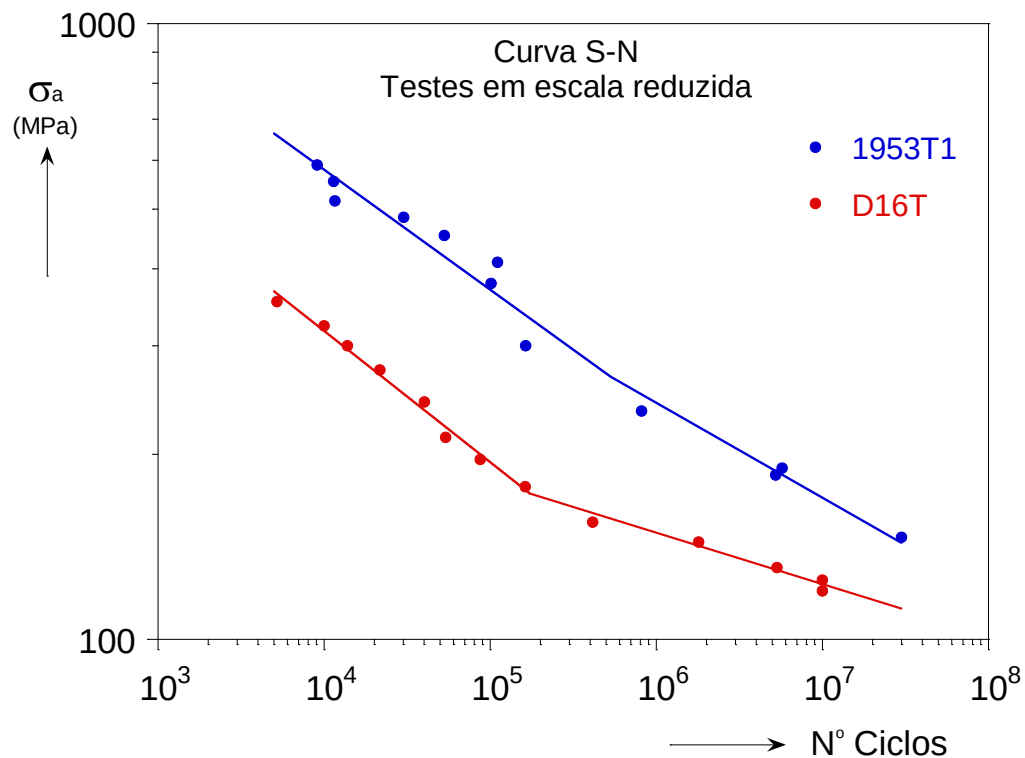


Figura 2.15. Curvas S-N das ligas de alumínio D16T e 1953T1.

$$\sigma_a(N) = C_1 \cdot N^{C_2}$$

**Equação 24**

Tabela 2.1. Parâmetros de curva S-N usando a equação de Basquin (equação 24) para tensão média de 0 MPa e o limite de fadiga para as tensões médias de 0 MPa e 120MPa.

| Liga   | Ciclo Baixo |        | Ciclo Alto |        | Limite de Fadiga |                 |
|--------|-------------|--------|------------|--------|------------------|-----------------|
|        | C1          | C2     | C1         | C2     | $\sigma_{L0}$    | $\sigma_{L120}$ |
|        | (MPa)       | (MPa)  | (MPa)      | (MPa)  | (MPa)            | (MPa)           |
| D16T   | 1591.5      | -0.162 | 420.4      | -0.048 | 194.5            | 171.1           |
| 1953T1 | 1912.8      | -0.182 | 463.8      | -0.067 | 157.8            | 121.2           |

A seguir, na tabela 2.2, é apresentado um sumário das propriedades mecânicas das ligas D16T e 1953T1 de acordo com as informações fornecidas pela *Aquatic Co.*

Tabela 2.2. Comparação entre propriedades das ligas testadas

| Características                      | D16T     | 1953T1   |
|--------------------------------------|----------|----------|
| Componentes da liga                  | Al-Cu-Mg | Al-Zn-Mg |
| Tensão de escoamento, mín. (MPa)     | 325      | 480      |
| Tensão última, mín. (MPa)            | 450      | 530      |
| Dureza (HB)                          | 120      | 120-130  |
| Elongação (%)                        | 10-12    | 7-8      |
| Redução de área (%)                  | 18-20    | 14-15    |
| Densidade (g/cm <sup>3</sup> )       | 2,8      | 2,8      |
| Módulo de elasticidade (GPa)         | 72       | 70       |
| Temperatura máxima de operação       | 160      | 120      |
| Limite de resistência à fadiga (MPa) | 120      | 140      |

### 2.2.2. Testes em escala real

Nos experimentos em escala real foram testadas as tubulações LAIDP 131x13 e LAIDP 103x9. A Tabela 2.3 apresenta a comparação dos parâmetros geométricos nominais, peso e carregamento máximo de ambas.

Tubos de perfuração de alumínio necessitam de um incremento na espessura na região próxima a conexão visando o encaixe do conector de metal e para se obter uma melhor distribuição de tensões nessa região. Esse reforço na espessura pode ser feito com um incremento do diâmetro externo (*external upset*) (figura 2.17), que é o caso do tubo de perfuração do tipo LAIDP 131x13, ou uma redução do diâmetro interno (*internal upset*) (figura 2.16), sendo este último caso utilizado em tubos do tipo LAIDP 103x9. Esta característica pode ser observada na tabela 2.3.

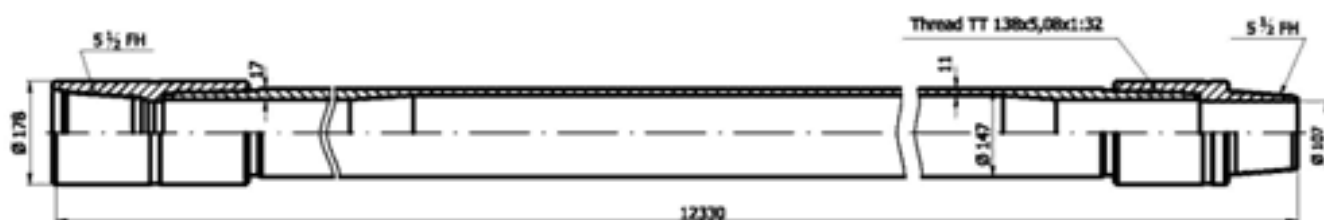


Figura 2.16. Tubo de perfuração de alumínio com reforço interno (147x11).



Figura 2.17. Tubo de perfuração de alumínio com reforço externo (131x13).

A figura 2.18 mostra ambos os lados (pin e box) de um conector típico de aço que é conectado às terminações do tubo de alumínio. Acima, o tubo de perfuração conectado à parte fêmea do conector na parte de baixo da figura, a parte macho do conector aparece conectado ao tubo de perfuração.

Tabela 2.3. Parâmetros de projeto dos modelos testados em escala real.

| Característica                            | LAIDP 103x9  | LAIDP 131x13  |
|-------------------------------------------|--------------|---------------|
| Comprimento do tubo original (mm)         | 9210         | 9220          |
| Espessura - centro (mm)                   | 9            | 13            |
| Espessura – no conector (mm)              | 16           | 21            |
| Diâmetro externo - centro (mm)            | 103          | 131           |
| Diâmetro interno - centro (mm)            | 85           | 105           |
| Diâmetro – no conector (mm)               | 71 (interno) | 148 (externo) |
| Diâmetro externo - conector (mm)          | 127          | 178           |
| Diâmetro interno - conector (mm)          | 70           | 107           |
| Peso do tubo original com conectores (Kg) | 95           | 184           |
| Tipo de rosca                             | NC 38        | 5 1/2 FH      |
| Tração, máx. (kN)                         | 1276         | 1566          |
| Torque, máx. (kN.m)                       | 25.3         | 38.6          |
| Pressão externa, máx. (MPa)               | 53.4         | 49.4          |
| Pressão interna, máx. (MPa)               | 58.7         | 45.1          |



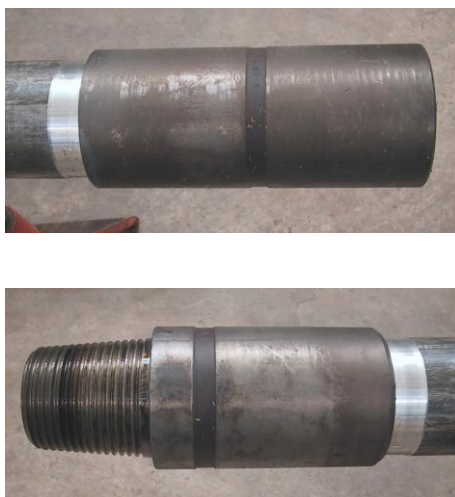


Figura 2.18. Conector LAIDP 103x9.

A figura 2.19 mostra, esquematicamente, a conexão entre o tubo e o conector. A face definida como “*stop face*” representa a região limite do enrosamento durante o processo de montagem por contração térmica, enquanto que a superfície de vedação (*sealing surface*) experimenta as forças de contato geradas pela interferência mecânica.

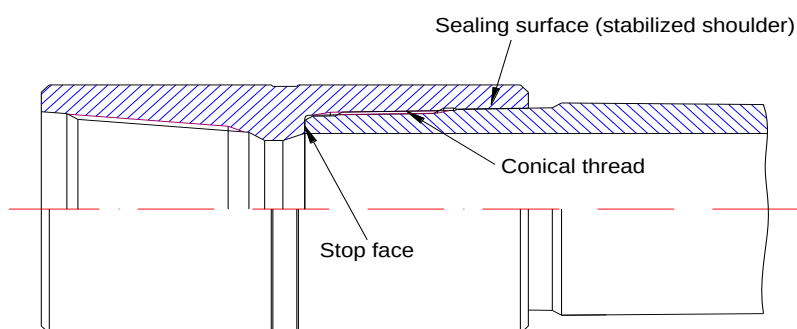


Figura 2.19. Detalhe da região de conexão.

O aparato de teste, como é apresentado na figura 2.20, é basicamente composto por uma estrutura de aço principal onde é montado um quadro transversal de carregamento provido de atuador hidráulico, um atuador hidráulico longitudinal para tracionamento da amostra, dois mecanismos de suporte nas extremidades providos cada um de dois rolamentos radiais e outro axial, uma bomba hidráulica com acionamento elétrico, um sistema mecânico que confere rotação à amostra (motor elétrico, inversor, polias e correia sincronizadora) e diversos sensores eletrônicos (células de carga, transdutores de pressão, sensores de proximidade, etc.). A operação e armazenamento

de dados durante o teste são efetuados através de um sistema de aquisição e controle de dados computadorizado.

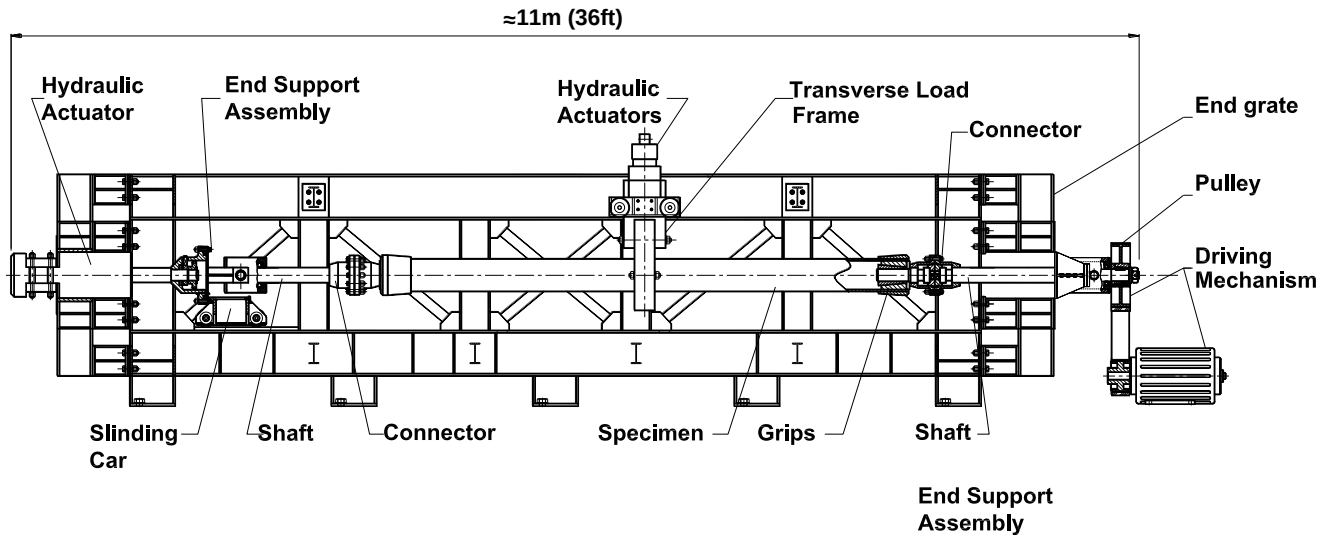


Figura 2.20. Aparato de testes de fadiga em escala real.

A carga transversal foi aplicada sobre o conector, no centro do corpo de prova enquanto que as extremidades eram apoiadas. Este método resultou num momento fletor que variava ao longo do corpo de prova e com valor máximo no conector e decaimento linear em direção às extremidades. Os corpos de prova foram rotacionados a velocidade angular constante e, enquanto o tubo era rotacionado, as fibras de metal eram submetidas a cargas cíclicas, resultando, então, em fadiga. Enquanto o sistema hidráulico permite a variação das carga axial e transversal, o alívio do peso dos eixos é corrigido manualmente por dois operadores.

As variações da tensão foram monitoradas por meio de strain-gages em 4 pontos selecionados na superfície do tubo. Dois pontos foram selecionados em cada lado dos corpos de prova, adjacentes a ambos os lados do conector com uma distância mínima de 14 mm que permitiu posicionar e fixar o *strain-gage* conforme figura 2.20.

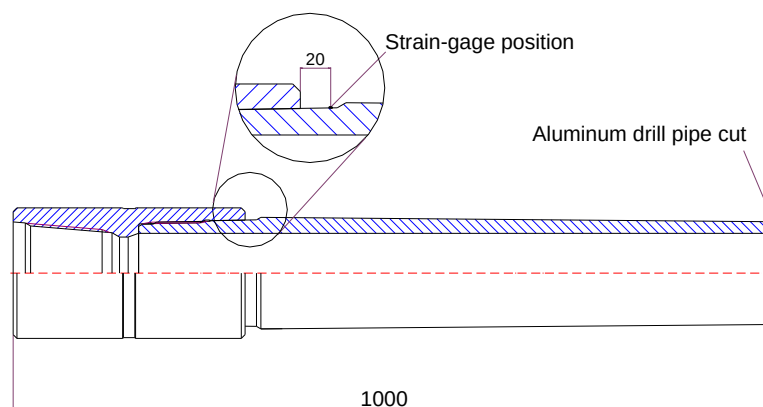


Figura 2.21. Esquema de locação do *strain-gage* e conexão do corpo de prova.

Para cada amostra foi prescrita uma tensão alternada ( $\sigma_a$ ). Todas as amostras foram testadas sob carregamento de tração nominal igual a 13 ton., o que corresponde a uma tensão nominal média de  $\sigma_m = 30$  MPa na seção onde foi fixado o sensor.

O programa de teste em escala real é mostrado na tabela 2.4. Os valores de tensão foram definidos baseados em níveis de testes anteriores e em resultados preliminares dos modelos numéricos. As variações de tensão em ambos os lados dos corpos de prova foram, em todos os casos, semelhantes.

Os testes em escala real terminaram quando foi detectada uma rachadura na parede ou o número de ciclos alcançou um milhão. O *run-out* de 1 milhão de ciclos é menor do que os 10 milhões de ciclos convencionais, mas foi considerado suficiente para testes de tubulação de perfuração uma vez que não são normalmente verificados mais de 1 milhão de ciclos em operações.

A detecção de uma rachadura da parede do tubo foi possível através da pressurização interna do corpo de prova a uma pressão maior que 30 psi. Como uma repentina queda de pressão pode indicar que o material sofreu falha, a pressão foi monitorada constantemente por meio de um transdutor de pressão eletrônico ligado ao sistema de aquisição de dados e controle. Ao primeiro sinal de queda no valor da pressão, o experimento era encerrado automaticamente para uma inspeção da falha.

A tabela 2.4 também mostra a superfície de falha para cada corpo de prova. Observe que a falha na série DPA-1 ocorreu predominantemente na região de rosca,

enquanto que 2 das 3 falhas na série DPA-2 foram originadas na superfície de vedação. A figura 2.21 mostra uma falha típica originada nos testes.

Tabela 2.4. Programa de teste em escala real.

| Modelo       | Liga   | Corpo de Prova | Tensão projetada (MPa) |            | Tensão real (MPa) |            | Local de Falha   | N       |
|--------------|--------|----------------|------------------------|------------|-------------------|------------|------------------|---------|
|              |        |                | $\sigma_m$             | $\sigma_a$ | $\sigma_m$        | $\sigma_a$ |                  |         |
| LAIDP 131x13 | D16T   | DPA-1-01       | 25                     | 70         | 29                | 71         | Rosca            | 231165  |
| LAIDP 131x13 | D16T   | DPA-1-02       | 25                     | 100        | 28                | 104        | <i>Pipe body</i> | 50027   |
| LAIDP 131x13 | D16T   | DPA-1-03       | 25                     | 125        | 27                | 125        | Rosca            | 2474    |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-01       | 30                     | 50         | 34                | 53         | <i>Run-out</i>   | 1000000 |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-02       | 30                     | 100        | 34                | 97         | Vedação (macho)  | 141027  |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-03       | 30                     | 100        | 31                | 103        | Vedação (macho)  | 46855   |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-04       | 30                     | 50         | 39                | 52         | <i>Run-out</i>   | 1000000 |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-05       | 30                     | 75         | 36                | 76         | Vedação (fêmea)  | 168801  |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-06       | 30                     | 75         | 34                | 84         | Vedação (fêmea)  | 346461  |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-07       | 30                     | 90         | 29                | 84         | Vedação (fêmea)  | 254734  |
| LAIDP 103x9  | 1953T1 | DPA-2-08       | 30                     | 65         | 32                | 69         | <i>Run-out</i>   | 1000000 |

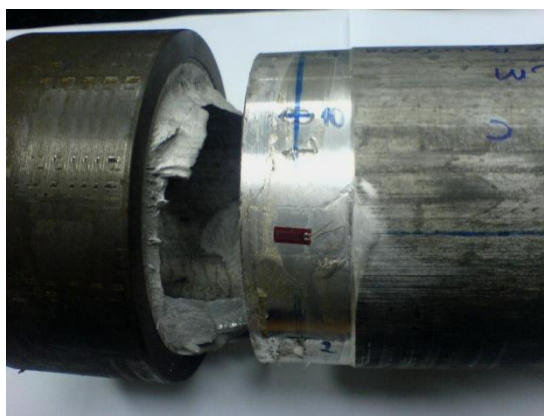


Figura 2.22. Superfície de falha típica (Amostra DPA-2-07).

### 3. Simulação Numérica

As análises numéricas foram realizadas a partir de Modelos de Elementos Finitos (MEF) por intermédio do programa comercial ABAQUS versão 6.8. A geometria foi desenhada no programa AUTOCAD 2008 segundo as dimensões nominais geométricas fornecidas pela *Aquatic Co.* O tubo e o conector foram desenhados separadamente para, então, uni-los de modo a gerar o modelo completo.

Foram realizadas análises numéricas para simular as tensões devido à conexão a quente (*hot-assembly*) e cargas de teste experimentais. A finalidade era obter a distribuição de tensões nas diferentes regiões do tubo de perfuração. Portanto, o valor da tensão monitorado nos testes experimentais deve corresponder à tensão no mesmo ponto no modelo de elementos finitos.

O material do tubo foi considerado como sendo linear-elástico, com módulo de *Young* igual a 70.000 MPa e coeficiente de *Poisson* igual a 0.3. O conector de aço foi modelado como sendo linear-elástico com módulo de *Young* e coeficiente de *Poisson* iguais a, respectivamente, 210.000 MPa e 0,3. A rosca cônica foi modelada como sendo formada por anéis concêntricos. Superfície de contato e não-linearidade geométrica foram consideradas.

Vale apontar a dificuldade computacional na simulação dos modelos que serão apresentados. Várias tentativas foram realizadas até que a simulação dos modelos preparados apresentassem um resultado satisfatório. Esta morosidade do processo se deve ao fato dos modelos apresentarem uma complexidade grande geométrica, principalmente na região rosqueada; complexidade dos contatos, principalmente nas regiões com interferência mecânica, com grandes problemas de convergência; complexidade dos carregamentos (tração, flexão) que viessem representar de forma coerente os experimentos em escala real; e a complexidade dos elementos utilizados CAX e CAXA, pois sua aplicação e disponibilidade nas referências pesquisadas ainda é muito restrito.

### 3.1. Modelos Numéricos

#### 3.1.1. Geometria do Modelo

Com base na experiência na modelagem em projetos anteriores, a estratégia de modelagem empregada aproveita a simetria de geometria e carregamento aplicado, modelando-se apenas metade do comprimento do corpo de prova e criando um modelo com simetria axial. Portanto, o comprimento modelado foi de 2500 mm composto de um segmento de drill-pipe de alumínio com um conector de aço do tipo fêmea em sua extremidade. Esta apresentada de forma esquemática na figura 3.1 a geometria adotada na modelagem.

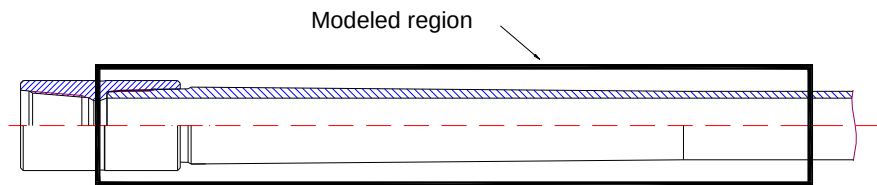
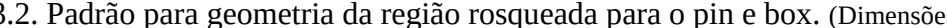


Figura 3.1. Desenho esquemático do tubo de perfuração indicando a região modelada.

Para a geração do modelo numérico, a geometria de duas partes (tubo e conector) foi cuidadosamente definida através de desenhos de fabricação fornecidos pelo fabricante e seguindo os critérios definidos na norma ISO 15546. Em relação aos projetos anteriores, as dimensões foram revistas e revisadas, de modo a atender as especificações necessárias. As figuras 3.2 e 3.3 apresentam alguns dos padrões utilizados.

As medidas fornecidas para as tolerâncias de fabricação permitiram a construção de modelos onde a maior e a menor interferência mecânica de montagem foram consideradas, trazendo para as modelagens apresentadas neste capítulo a variação de interferência como um parâmetro adicional. Assim, foram preparados modelos considerando máxima, média e mínima interferências. Para simplificação do modelo e em prol de facilitar a convergência dos contatos, desconsiderou-se a conexão entre conector macho e fêmea, simulando o conjunto de conectores de aço montados como



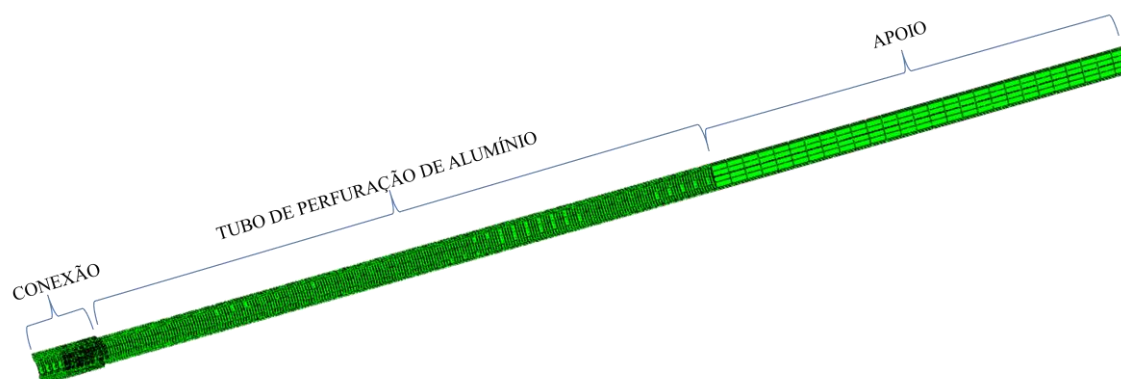


Figura 3.4. Vista em perspectiva do modelo.

### 3.1.2. Modelagem

Inicialmente, o modelo foi desenhado seguindo as simetrias já mencionadas no tópico anterior, por meio de elementos axissimétricos quadráticos com 8 nós (CAX8). O refinamento do modelo seguiu a relevância de cada região, sendo, portanto, mais refinado na região próxima aos conectores, representando o ponto de falha nos experimentos em escala real (“*sealing surface*” – região de interferência mecânica) e nos quatro primeiros dentes da rosca, já que os demais dentes praticamente não são submetidos a solicitações expressivas. O detalhamento da malha na região do *too-joint* pode ser verificado na figura 3.5 Uma visão da malha de todo o modelo pôde ser visto na figura 3.6.

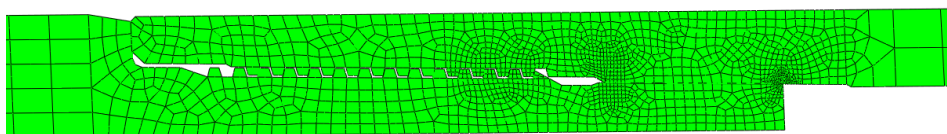




Figura 3.5.Detalhe da malha na região dos conectores.



Figura 3.6.Visão geral do refinamento da malha do modelo.

Após gerar esse modelo 2D axissimétrico, o modelo foi editado através do arquivo de entrada (extensão *.inp*) gerado para que fosse possível utilizar o elemento CAXA84. Este é um elemento com deformação assimétrica e não-linear, é designado pela sigla CAXA8N, onde N representa o número de modos de *Fourier*, sendo permitidos até no máximo 4 modos ( $\theta = 0, \pi/4, \pi/2, 3\pi/4$  e  $\pi$ ) como apresentado na figura 3.7 Esses elementos são indicados para análises lineares ou não-lineares de estruturas que inicialmente são axissimétricas, mas são submetidas a deformações não-axissimétricas e não-lineares. Esses elementos geralmente são utilizados para modelar estruturas cilíndricas e tubulações que são submetidas a flexão na qual a deformação é assumida como sendo simétrica em relação a  $\theta = 0^\circ$  e a flexão da estrutura ocorre sobre o plano  $\theta = 0^\circ$ . Esses elementos utilizam interpolação isoparamétrica padrão no plano *r-z* (somente com elementos quadriláteros), combinados com interpolação por *Fourier* em relação a  $\theta$ . Esses elementos com deformações assimétricas devem incluir condições de contato assimétricas. Os pontos de integração nos elementos CAXA84 estão apresentados na figura 3.8.

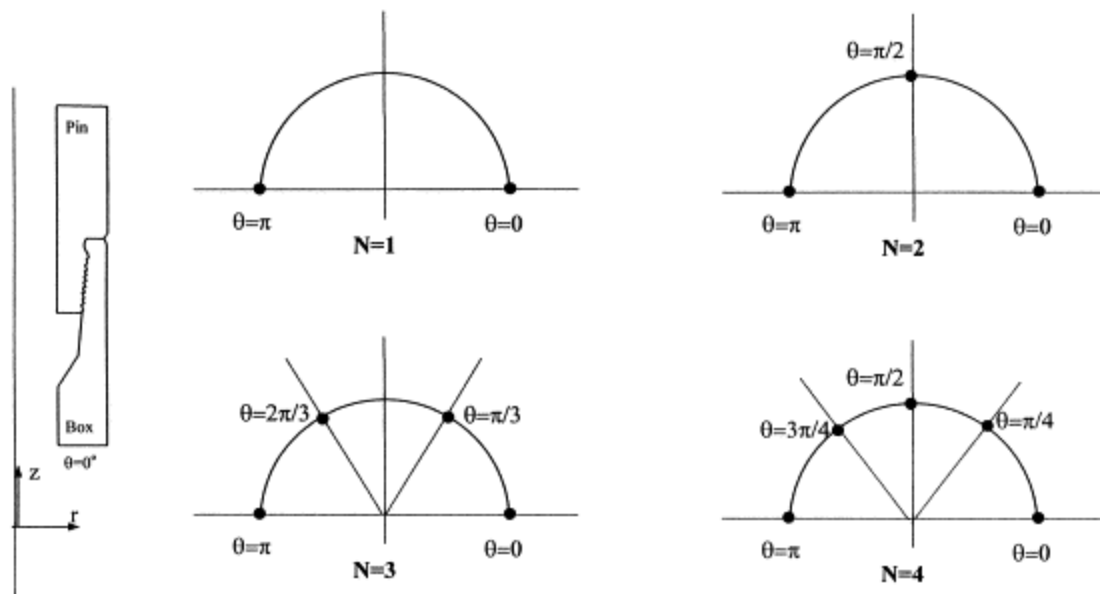


Figura 3.7. Planos circunferenciais para diferentes ordens de interpolação ( $N=1,2,3,4$ ) com relação a  $\theta$  para os elementos sólidos axissimétricos com deformação não-linear e assimétrica.

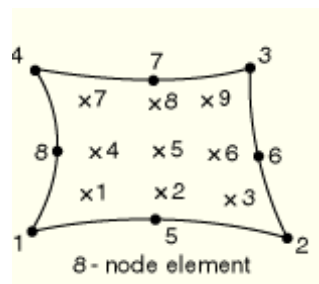


Figura 3.8. Número de pontos de integração na modelagem com elementos CAXA84.

A escolha pela utilização desse tipo de elemento deu-se pelo fato da bibliografia estudada indicar que o mesmo possui vantagens com relação ao uso de um modelo tridimensional. Algumas das vantagens são: utilização interpolação de Fourier para definir condições tridimensionais aproximadas; redução tempo computacional sem perda da acurácia dos resultados; melhor convergência do modelo; permite modelar metade da estrutura inicialmente axissimétrica. Uma desvantagem desse tipo de elemento em sua aplicação consiste na limitação dos graus de liberdade ativos que são somente 2: direção x (direção 1 – sistema de coordenadas ABAQUS) e a direção y (direção 2 – sistema de coordenadas ABAQUS). Essa desvantagem com relação aos

graus de liberdade impossibilitou a aplicação de momentos diretamente no modelo, portanto outros artifícios tiveram que ser utilizados.

Nas superfícies de contato, um outro tipo de elemento teve que ser utilizado, o elemento de contato ISL22A para elementos quadráticos, que é compatível com o contato entre elementos do tipo CAXA84 utilizado no modelo. Esses elementos de contato são formados por 3 nós que formam a face do elemento do tipo CAXA que está em contato com outro elemento do tipo CAXA. Esses elementos de contato do tipo ISL formam a chamada superfície “*slave*”, formado pelos nós da parte *box* do modelo. Os nós da face dos elementos do tipo CAXA que estão em contato na parte *pin*, formam a superfície “*master*” do contato, representadas pela “*slide line*” do tipo parabólica. O contato está representado na figura 3.9. No contato foi assumido um coeficiente de fricção de 0,1.

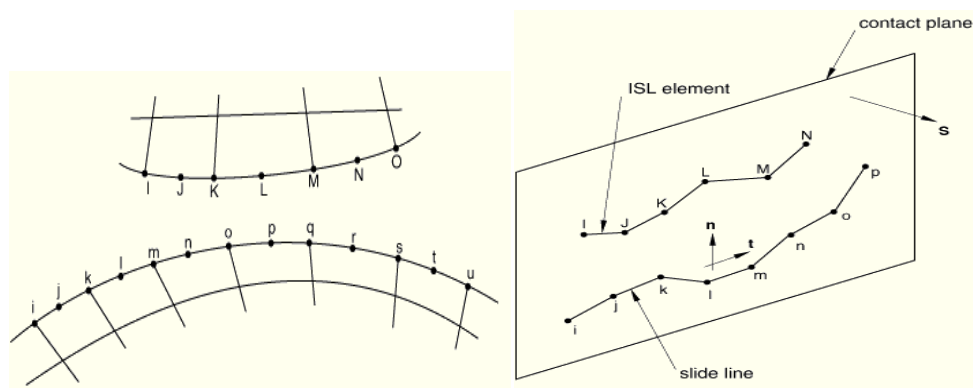


Figura 3.9. a) representação esquemática da slide line parabólica (segunda ordem); b) representação dos elementos e superfícies que formam o contato.

O plano xy foi adotado como plano de simetria, o que proporcionou a simplificação do modelo com a modelagem de apenas meia seção transversal do tubo e do conector. Para simular as condições de simetria, as rotações em torno do eixo x e os deslocamentos normais ao plano xy são restringidos em  $z = 0$ .

Sabe-se que os tool-joints são montados nos tubos de perfuração por meio de contração térmica (“*shrink fit process*”), operação também conhecida como *hot assembly*. Esse processo é iniciado com o aquecimento do conector de aço antes de ser enroscado. A parte de aço dilata e é, então, enroscada no tubo de alumínio submetido a aplicação de um torque mínimo. Imediatamente após a montagem, o conector é

resfriado por meio de jatos de água na superfície do conector, além de circulação de água no interior do tubo de alumínio. A contração da parte de aço resulta em interferência mecânica.

Após a construção do modelo seguindo as dimensões nominais exigidas pelos fabricantes as normas, resulta em uma região de interferência mecânica entre o conector de aço (*box*) e o tubo de alumínio (*pin*). Esta interferência mecânica pode ser vista na figura 3.10 Assim, para simular a operação e encaixe por contração térmica foram necessárias duas etapas. Na primeira etapa, todas as superfícies de contato foram desativadas no modelo e, assim, foi possível aplicar um deslocamento radial na superfície do conector, eliminando a interferência, como pode ser visto na figura 3.12. Numa segunda etapa, todas as superfícies são ativadas no modelo, e o deslocamento radial é retirado, assim as superfícies de contato são estabelecidas, levando ao surgimento das tensões de contato de vedação.

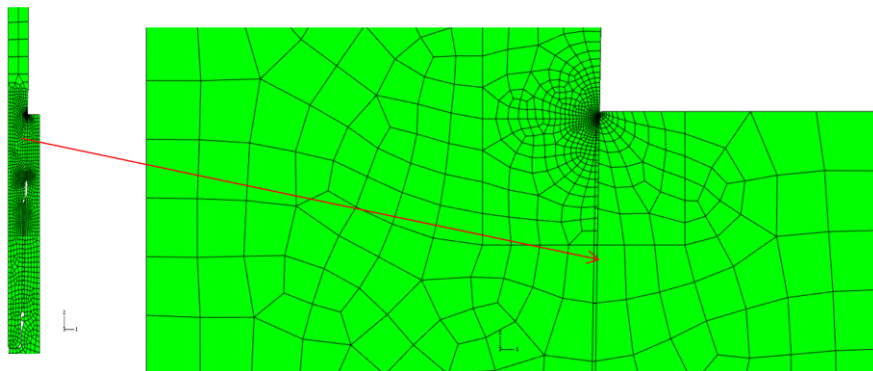


Figura 3.10. Interferência mecânica na superfície de vedação.

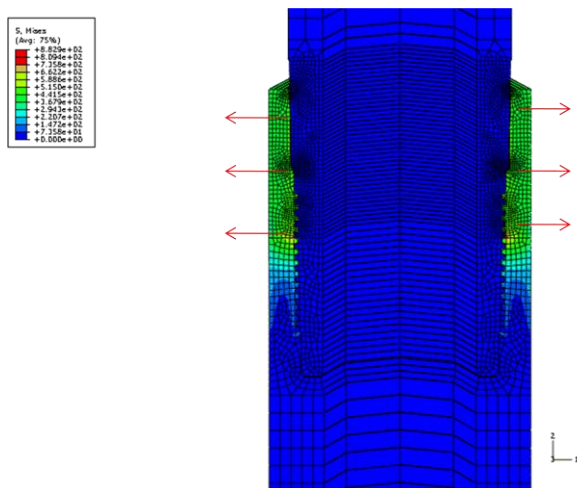


Figura 3.11. Deslocamento radial aplicado à superfície de vedação do conector.

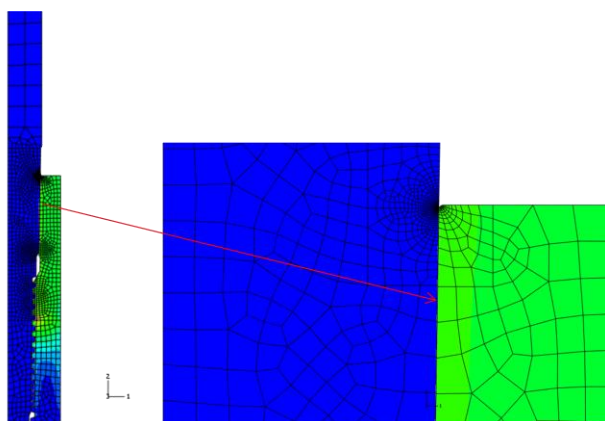


Figura 3.12. Contato estabilizado na superfície de vedação.

O objetivo do modelo numérico é simular o nível de carregamento atingido nos experimentos em escala real (testes de fadiga), onde os modelos são submetidos a um carregamento combinado de flexão (rotação) e tração axial constante. O carregamento de flexão cíclica é aplicado nesses testes, através da atuação de uma força transversal na seção central do modelo bi-apoiado nas extremidades, enquanto que o mesmo sofre um movimento de rotação a uma velocidade angular aproximadamente constante. Para cada uma das amostras dos testes de fadiga foram definidas amplitudes de tensão diferentes, variando de 50 a 100 MPa, valores esses monitorados no *strain-gage* posicionado próximo ao conector macho. Além disso, simultaneamente ao carregamento de flexão, todas as amostras foram tracionadas com o auxílio de um cilindro hidráulico posicionado em uma das extremidades, enquanto que a outra foi restrita axialmente. Essa carga produziu uma tensão média constante de aproximadamente 30 MPa, também monitorada no mesmo *strain-gage*.

O carregamento foi aplicado nos modelos numéricos através de 6 passos de carga, sendo os dois primeiros referentes à simulação de montagem do conector que já foi detalhada acima, e os dois seguintes, referentes à aplicação das cargas de teste. Todas essas etapas foram aplicadas no modelo modelado com elementos do tipo CAXA84.

O carregamento aplicado no modelo numérico para simular as condições de teste consiste em uma composição de cargas axial e transversal aplicados respectivamente nos nós que formam o topo do modelo da extremidade do apoio com translação livre na direção  $y$  e no nó do centro da amostra. A carga transversal simula a amplitude de tensão do carregamento cíclico dos testes de fadiga, enquanto que a carga de tração axial simula a tensão média atuante nos testes. Como há a limitação de grau de liberdade do elemento do tipo CAXA, a carga transversal não foi a aplicação direta de momento fletor, mas sim foi aplicado um deslocamento nos nós da base do modelo, visando representar a flexão que ocorre nos testes realizados.

No primeiro passo de carga foi aplicada a carga de tração axial. Mantido o carregamento de tração, no passo de carga seguinte foi aplicado o deslocamento transversal que gerasse a amplitude de tensão prescrita nos testes experimentais (nominais de 50 a 100 MPa). No próximo passo, o deslocamento é retirado e o carregamento de tração é mantido. No último passo, aplica-se um deslocamento na base do modelo contrário ao passo anterior. Essas duas etapas de carregamento opostos entre si vem justamente reproduzir o carregamento cíclico. Nessas etapas as condições de contorno foram de maneira tal que o topo do apoio (topo do modelo) ficasse restrito em  $x$  e foi mantida a condição de simetria na base do modelo.

### 3.2. Análise de Tensões

Neste capítulo serão apresentados os resultados das simulações divididas em 6 etapas para os modelos com interferência máxima, média e mínima.

Primeiramente, são apresentadas as figuras 3.13, 3.14 e 3.15 que apresentam a distribuição de tensões de Von Mises no tubo de alumínio após a simulação das etapas que simulam a montagem a quente. A unidade dos valores das tensões apresentadas na figura é  $\text{N/mm}^2$  (MPa). É destacado um ponto importante por ser concentradores de tensões no modelo. O ponto 1 é um ponto concentrador de tensões localizadas no contato com a borda do conector de aço, e este ponto coincide com o ponto em que foi observada a iniciação de falha nos experimentos em escala real.

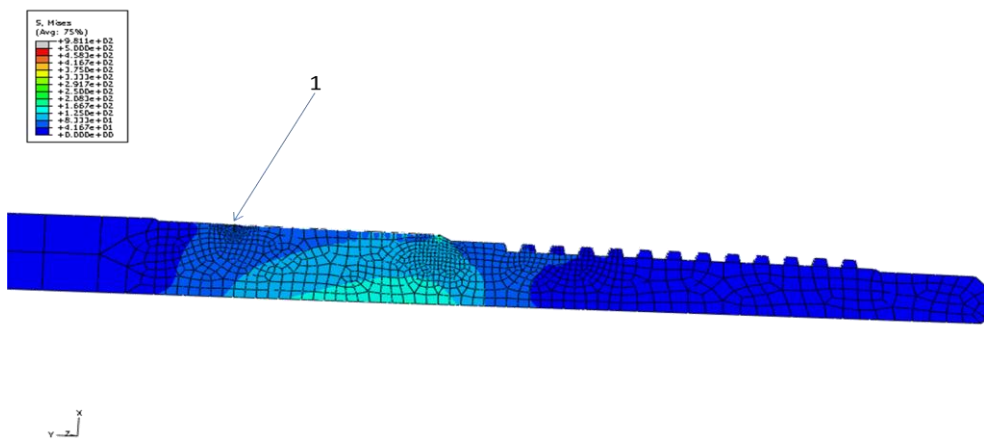


Figura 3.13. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica mínima.

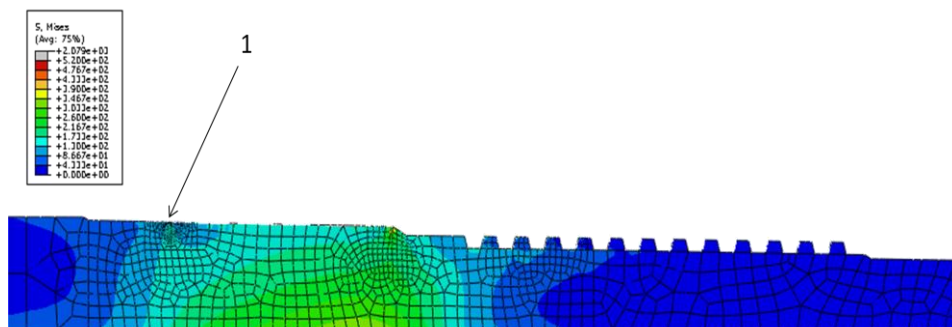


Figura 3.14. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica máxima.

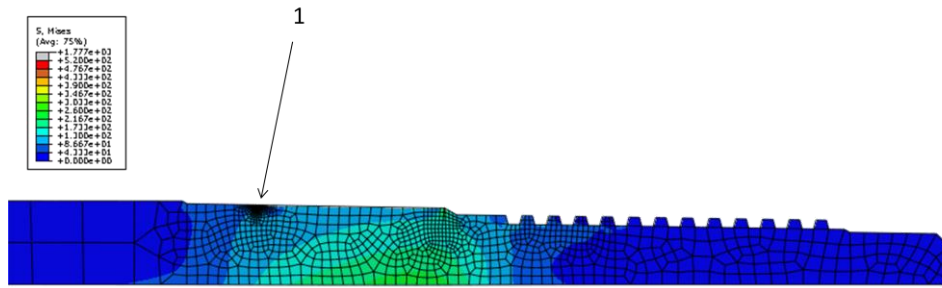


Figura 3.15. Distribuição de tensões de Von Mises após montagem a quente com interferência mecânica média.

As figuras 3.16, 3.17 e 3.18 apresentam a distribuição de tensões de Von Mises e longitudinais após a etapa de carregamento axial sobrepostas as tensões provenientes da etapa de montagem. São destacados os pontos 1 e 2 que representam o ponto de iniciação da falha nos experimentos em escala real e o ponto da localização do *strain-gage*, respectivamente.

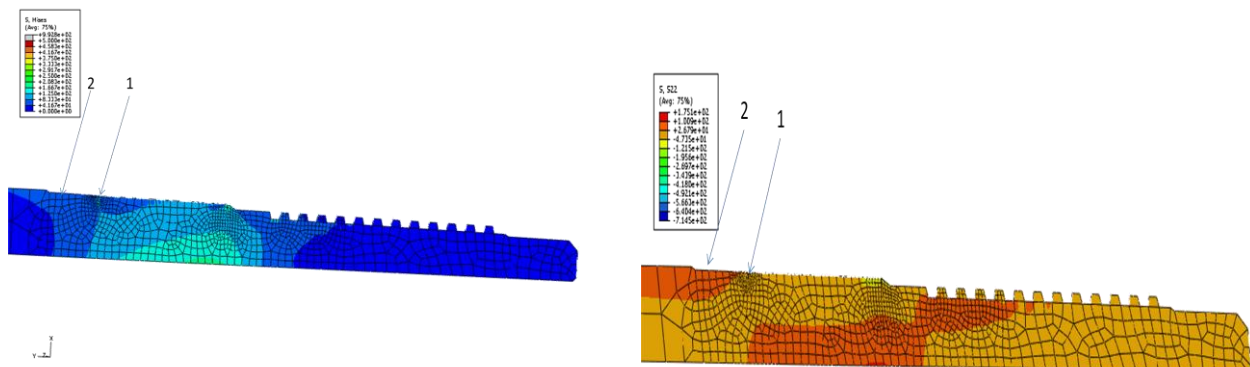


Figura 3.16. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica mínima.

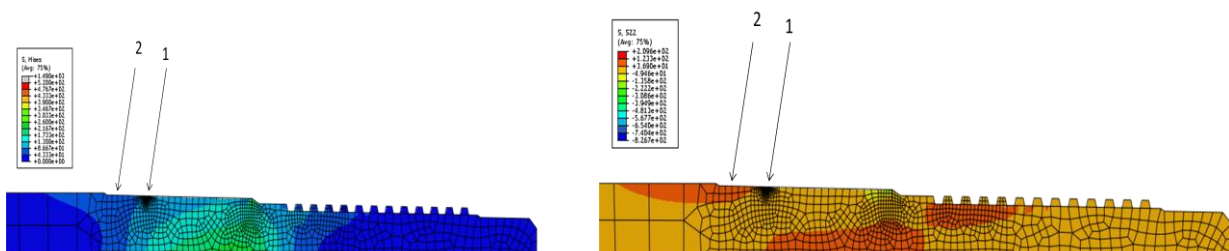


Figura 3.17. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica média.



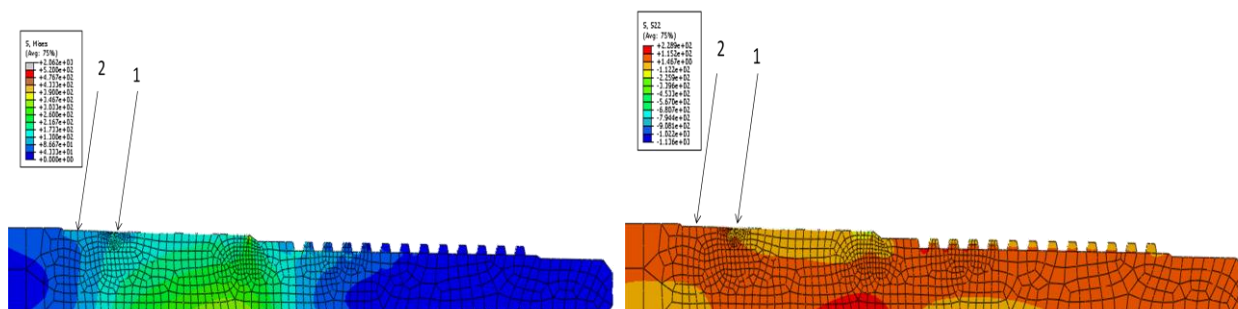


Figura 3.18. Distribuição de tensões a) de Von Mises e b) longitudinais após carregamento de tração axial no modelo com interferência mecânica máxima.

A próxima figura (fig. 3.19) mostra a resposta do modelo ao deslocamento transversal combinado com a carga de tração axial. Vale ressaltar que o carregamento de flexão considerado nos modelos foi tal que causasse uma amplitude de tensão de 50 - 100 MPa no ponto de leitura do *strain-gage*. Vale ressaltar que a carga de tração axial é aplicada no topo do modelo (apoio) e o deslocamento transversal de 150 mm foi aplicado na face inferior do modelo.



Figura 3.19. Modo de resposta do modelo sob carregamento combinado de carga transversal e tração axial.

Por fim, As figuras que são apresentadas a seguir mostram distribuições de tensão, em MPa, devido ao carregamento combinado de tração axial e flexão no modelo com máxima interferência mecânica. O ponto 1 representa o ponto em que se observou o início da falha nos testes em escala real, e o ponto 2 representa o ponto de fixação do

*strain-gage*. As amplitudes de tensões nominais variaram nos modelos variaram entre cerca de 50 – 110 MPa.

O plano de simetria corresponde ao plano de flexão do tubo, onde as tensões de compressão e tração assumem seus valores máximos e mínimos do ciclo. É interessante observar nas figuras 3.20, 3.21 e 3.22 que os valores extremos de tensão longitudinal, ocorrem no início da região rosqueada do tubo de alumínio e no fim do cone de vedação. Porém, as maiores amplitudes de tensão não foram observadas nessas regiões, mas sim no ponto 1, ponto este que, como já mencionado, corresponde à extremidade do conector de aço e apresentou as máximas amplitudes, como pode ser observado nas figuras 3.23, 3.24 e 3.25. A distribuição da tensão média encontra-se na figura 3.26, 3.27 e 3.28.

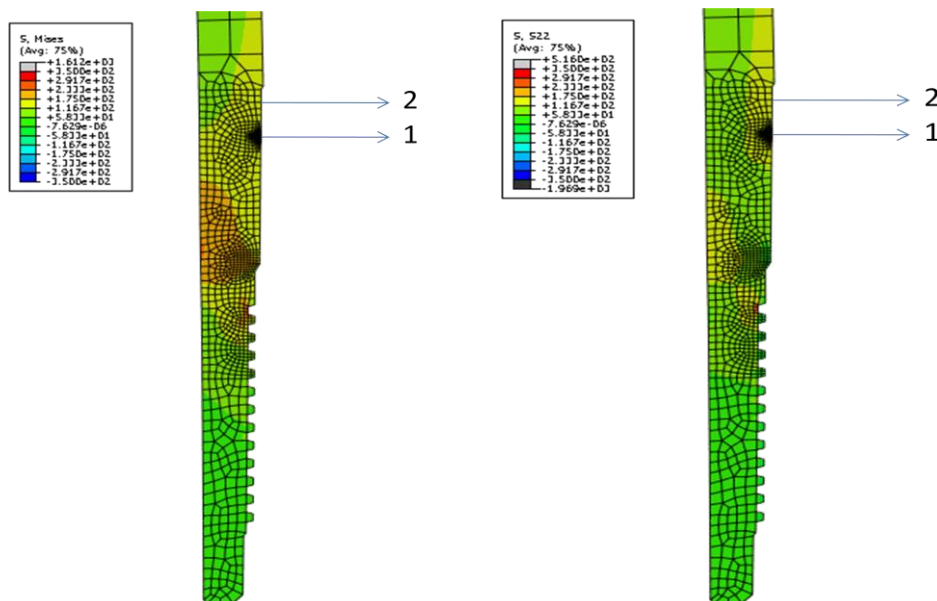


Figura 3.20. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima.

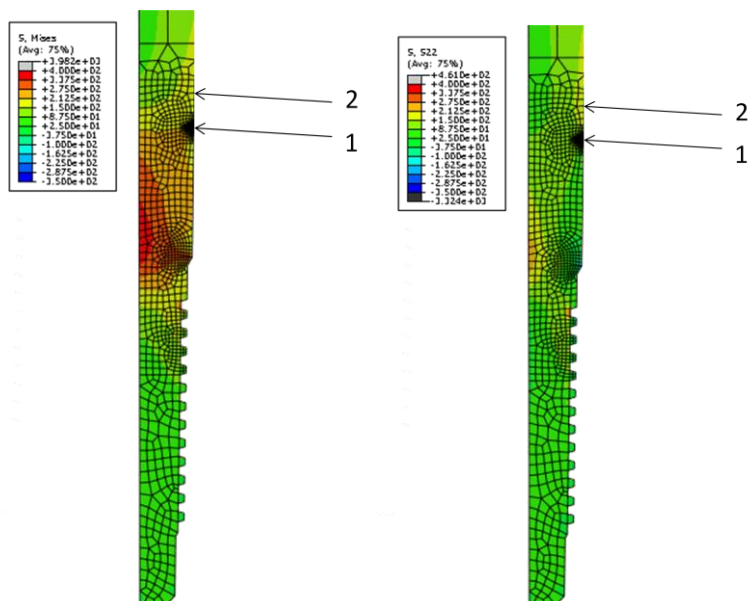


Figura 3.21. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima.

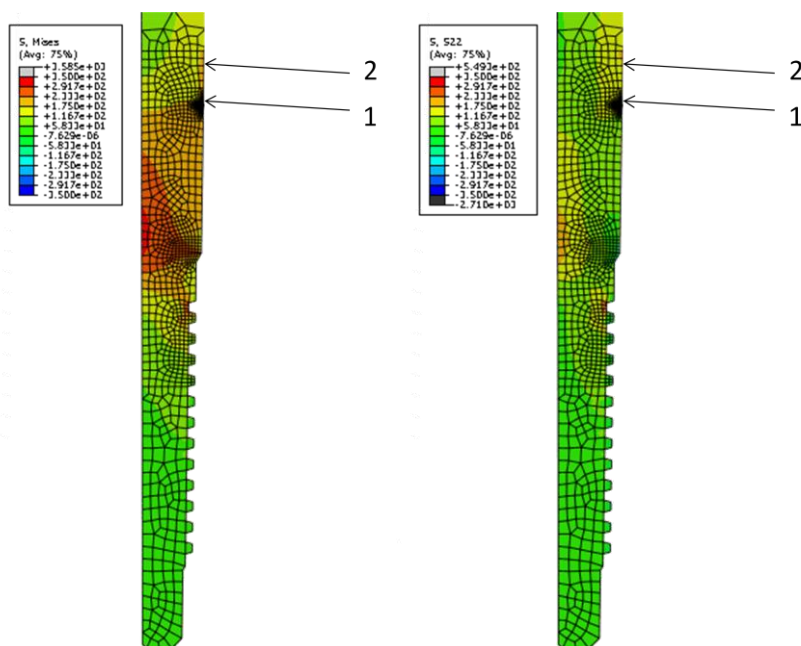


Figura 3.22. Distribuição das tensões a) de Von Mises e b) longitudinais na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média.

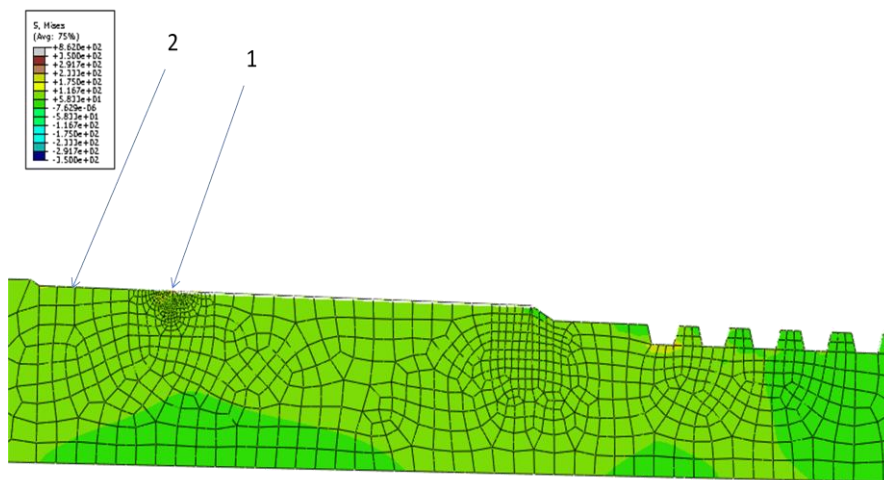


Figura 3.23. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima.

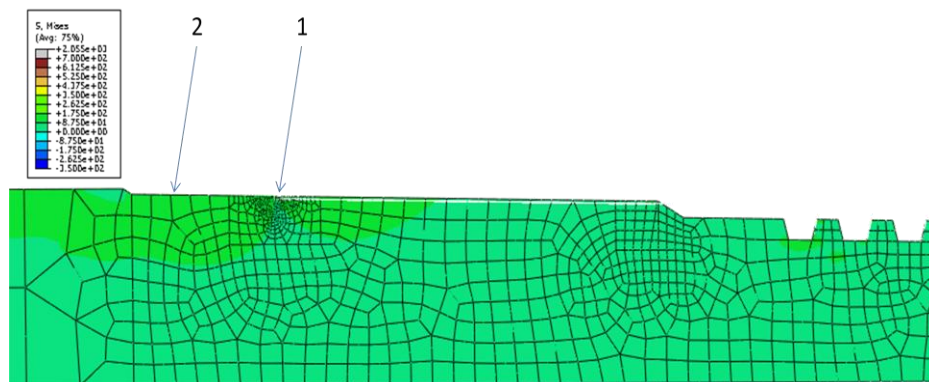


Figura 3.24. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima.

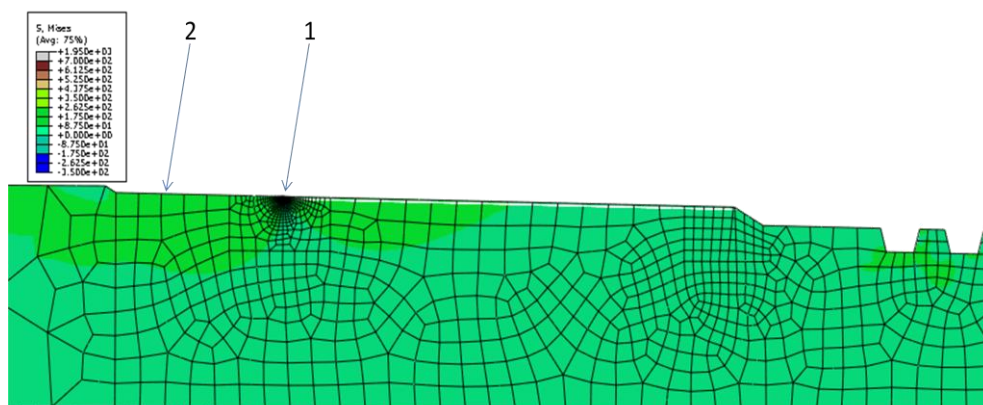


Figura 3.25. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média.

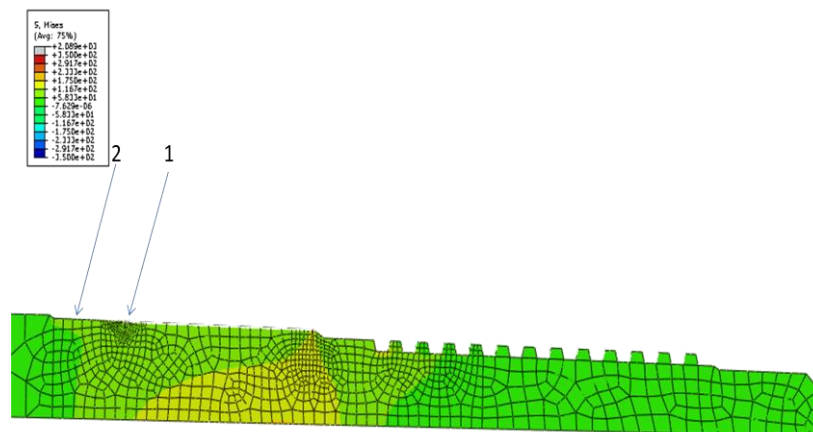


Figura 3.26. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência mínima.

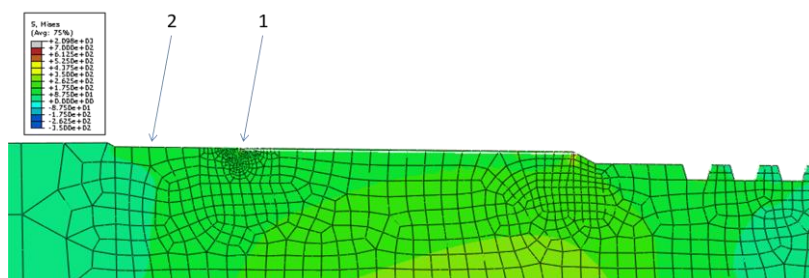


Figura 3.27. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência máxima.

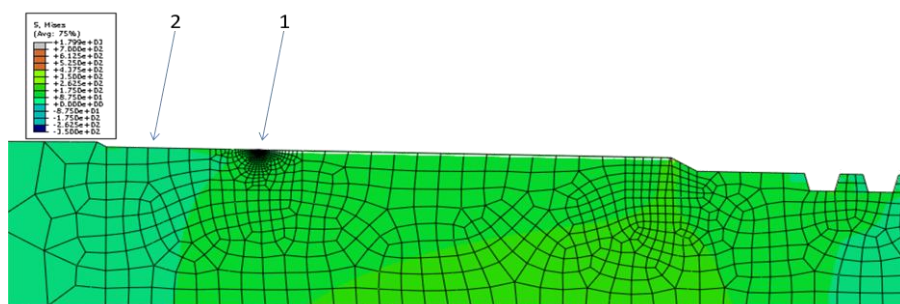


Figura 3.28. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Interferência média.

Como já foi citado que quanto maior a tensão média sob a qual uma determinada estrutura está submetida então menor será a vida à fadiga da mesma. Assim, no ponto 1, ponto este onde iniciou a falha nos testes em escala real, é aproximadamente onde se concentra os maiores picos de tensão alternada e de tensão média no modelo. Assim, o modelo vem corroborar com os resultados experimentais.

A tabela 3.1 vem apresentar de forma sucinta os resultados dos cálculos do número de ciclos a fadiga que a estrutura vai resistir quando submetida a uma determinada tensão nominal.

Tabela 3.1. Resultados das análises de fadiga (Von Mises).

|                      | $\sigma_s$ longitudinal (strain-gage) - MPa | $\sigma_m$ (Ponto 1) - MPa | $\sigma_s$ (Ponto 1) - MPa | $\sigma_L$ - Goodman - MPa | Nciclos - Goodman | $\sigma_L$ - Gerber - MPa | Nciclos - Gerber | $\sigma_L$ - Soderberg - Mpa | Nciclos - Soderberg |
|----------------------|---------------------------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------|---------------------------|------------------|------------------------------|---------------------|
| Interferência Mínima | 13,00                                       | 114,21                     | 39,54                      | 138,98                     | 257527488115,55   | 97,12                     | 1582014640328,95 | 150,88                       | 196582015789,59     |
|                      | 24,00                                       | 113,12                     | 98,00                      | 341,97                     | 56829094,73       | 239,67                    | 343625095,44     | 370,73                       | 43525237,57         |
|                      | 35,00                                       | 124,60                     | 92,10                      | 347,67                     | 78083756,66       | 236,48                    | 558653798,86     | 383,08                       | 57890344,24         |
|                      | 41,80                                       | 111,30                     | 98,35                      | 339,14                     | 57242510,95       | 238,83                    | 337143773,94     | 366,81                       | 44083395,47         |
|                      | 47,00                                       | 144,75                     | 120,15                     | 529,56                     | 4097433,72        | 342,48                    | 38727470,69      | 605,48                       | 2826290,43          |
|                      | 57,00                                       | 150,70                     | 115,85                     | 537,19                     | 4975821,55        | 342,45                    | 51031746,70      | 622,71                       | 3358202,22          |
|                      | 67,80                                       | 150,00                     | 129,15                     | 585,21                     | 1841870,29        | 380,08                    | 18710183,58      | 688,80                       | 1246323,86          |
|                      | 78,60                                       | 184,00                     | 196,02                     | 1282,60                    | 15883,55          | 756,99                    | 254024,99        | 1680,17                      | 9347,97             |
|                      | 88,50                                       | 153,30                     | 186,00                     | 882,54                     | 57063,88          | 559,11                    | 606371,10        | 1029,76                      | 38138,82            |
|                      | 111,05                                      | 217,15                     | 221,20                     | 2450,07                    | 2022,25           | 1346,61                   | 49329,67         | 4646,65                      | 1006,09             |
|                      | 17,43                                       | 228,25                     | 70,80                      | 124,35                     | 57840794,81       | 86,92                     | 1618400016,76    | 134,99                       | 26856897,35         |
| Interferência Média  | 33,5                                        | 227,55                     | 75,75                      | 132,74                     | 31519389,17       | 92,87                     | 874376738,81     | 144,03                       | 14752650,60         |
|                      | 43,04                                       | 193,25                     | 132,90                     | 209,17                     | 458645,42         | 153,28                    | 8268142,90       | 222,47                       | 258498,51           |
|                      | 50,23                                       | 205,10                     | 147,15                     | 240,04                     | 127427,00         | 173,07                    | 2672070,99       | 256,94                       | 67681,13            |
|                      | 58,62                                       | 177,80                     | 134,95                     | 203,08                     | 803756,22         | 152,06                    | 8903410,45       | 214,35                       | 365280,63           |
|                      | 65,8                                        | 190,43                     | 157,40                     | 245,67                     | 102729,30         | 180,73                    | 1785724,26       | 260,91                       | 58685,58            |
|                      | 80                                          | 262,47                     | 165,20                     | 327,27                     | 7128,41           | 218,88                    | 300710,31        | 364,52                       | 2615,09             |
|                      | 95,3                                        | 284,10                     | 212,80                     | 458,66                     | 308,62            | 298,60                    | 16726,11         | 521,41                       | 93,62               |
|                      | 110,32                                      | 176,15                     | 332,00                     | 497,27                     | 145,50            | 373,23                    | 2099,54          | 524,47                       | 88,66               |
|                      | 112,03                                      | 276,00                     | 268,45                     | 580,15                     | 48,06             | 368,34                    | 2373,57          | 631,65                       | 15,72               |
|                      | 113,03                                      | 276,50                     | 273,25                     | 571,29                     | 40,02             | 375,43                    | 1987,69          | 644,52                       | 13,03               |
|                      | 17,43                                       | 72,05                      | 39,54                      | 126,55                     | 49150711,68       | 88,46                     | 1375249300,84    | 137,37                       | 22906854,83         |
| Interferência Máxima | 33,5                                        | 110,67                     | 98,00                      | 193,92                     | 927166,61         | 135,67                    | 25720421,88      | 210,41                       | 433960,34           |
|                      | 43,04                                       | 156,45                     | 92,10                      | 246,23                     | 100554,58         | 180,44                    | 1812728,45       | 261,89                       | 56673,86            |
|                      | 50,23                                       | 152,96                     | 98,35                      | 249,52                     | 88882,97          | 179,90                    | 1863824,95       | 267,08                       | 47208,99            |
|                      | 58,62                                       | 160,05                     | 120,15                     | 240,85                     | 123514,91         | 180,35                    | 1821437,05       | 254,22                       | 74728,18            |
|                      | 65,8                                        | 177,25                     | 115,85                     | 276,85                     | 34030,34          | 203,52                    | 591543,04        | 293,81                       | 19440,32            |
|                      | 80                                          | 258,70                     | 129,15                     | 512,50                     | 109,91            | 342,76                    | 4636,41          | 570,83                       | 40,32               |
|                      | 95,3                                        | 270,15                     | 196,02                     | 582,27                     | 33,53             | 379,07                    | 1817,04          | 661,93                       | 10,17               |
|                      | 110,32                                      | 301,15                     | 186,00                     | 451,07                     | 360,46            | 338,55                    | 5201,47          | 475,73                       | 219,65              |
|                      | 112,03                                      | 313,80                     | 221,20                     | 654,78                     | 11,25             | 430,56                    | 555,65           | 738,35                       | 3,68                |

As figuras 3.29, 3.30 e 3.31 apresentam a correlação numérico-experimental. Como pode ser verificado, o método de Gerber, que é o menos conservador, foi aquele que apresentou resultados mais próximos do experimento em escala real, portanto é a melhor correlação entre a simulação numérica e os dados obtidos com os testes em escala real. Os métodos de Goodman e Soderberg apresentaram resultados bem próximos.

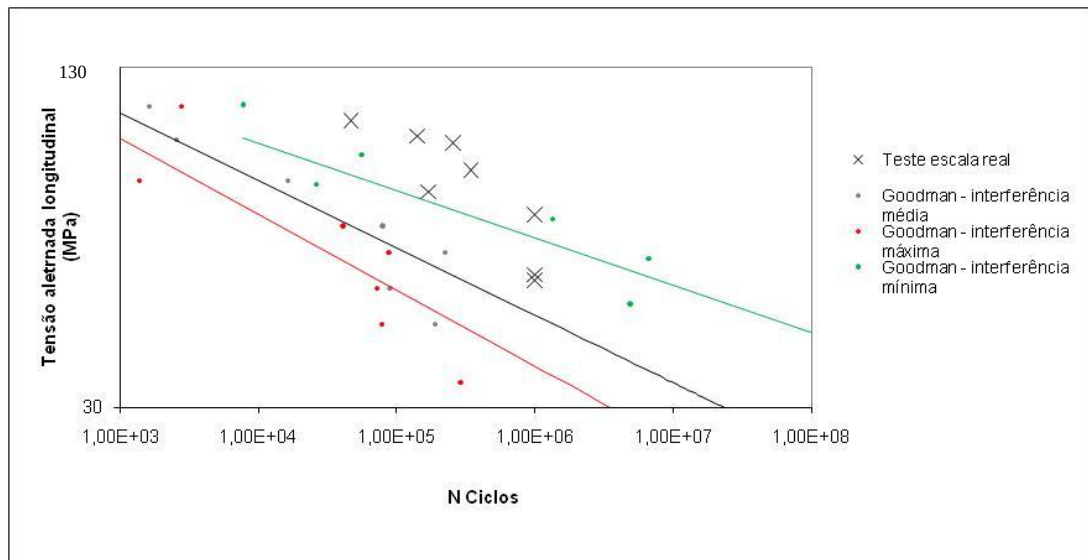


Figura 3.29. Correlação numérico-experimental – método de Goodman.

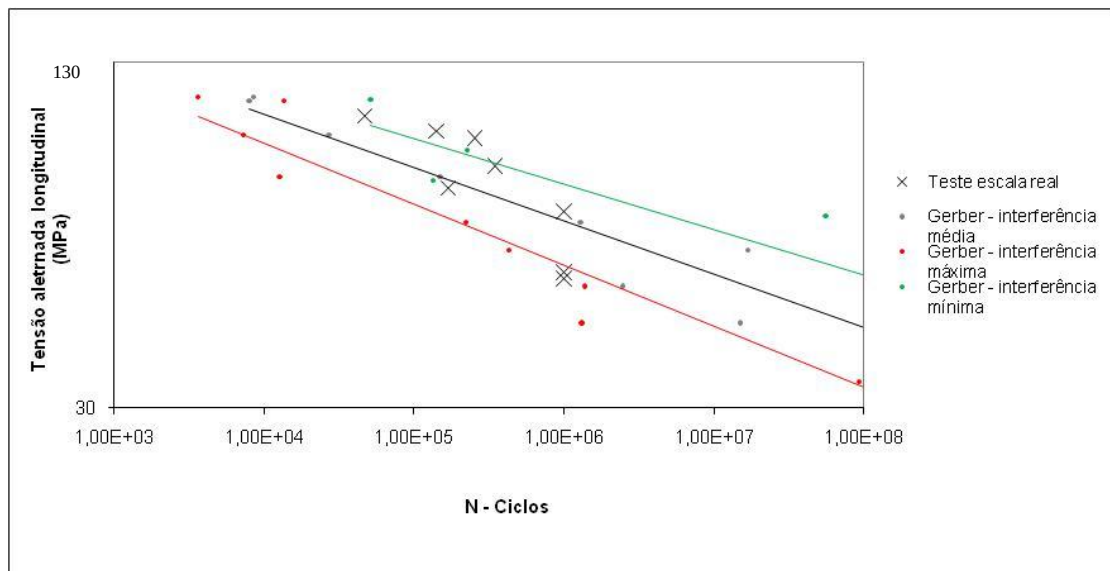


Figura 3.30. Correlação numérico-experimental – método de Gerber.



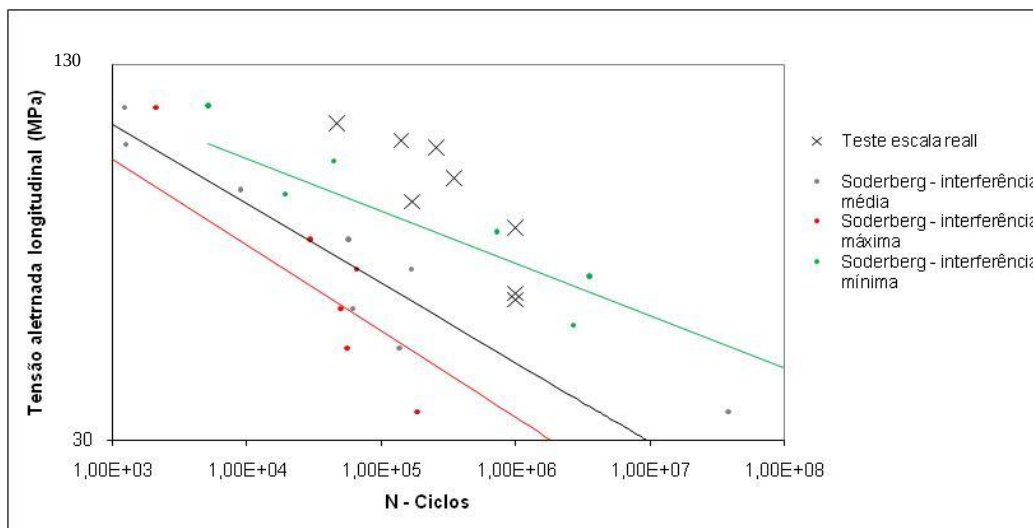


Figura 3.31. Correlação numérico-experimental – método de Soderberg.

A seguir, nas figuras 3.32, 3.33 e 3.44, é apresentada uma comparação entre os resultados encontrados para o modelo no atual trabalho feito com elementos do tipo CAXA e os resultados encontrados anteriormente com modelo 3D. Como pode ser observado, tanto para as interferência máxima, mínima e média, os métodos que obtiveram resultados mais próximos foi o de Gerber. Esses resultados corroboram o que foi citado por TAFRESHI [18] em seu artigo a respeito da utilização de elementos do tipo CAXA nos modelos numéricos, dizendo que os mesmos podem ser utilizados e fornecem resultados satisfatórios e compatíveis quando comparado com um modelo tridimensional, que demanda um maior número de elementos e uma malha mais refinada tende a encarecer e muito o tempo computacional. Os modelos tridimensionais utilizaram cerca de 20000 elementos; já o modelo feito no presente trabalho com elementos CAXA é formado por apenas cerca de 2500 elementos com uma malha mais refinada, produzindo bons resultados quando comparados com os experimentos em escala real. Portanto, é evidente a vantagem da aplicação desse tipo de elemento.

Os bons resultados encontrados por Gerber também corroboram os resultados encontrados por SILVA [15], que também mostrou ser o método com melhores resultados dentre os diferentes critérios de fadiga multiaxial citados anteriormente.



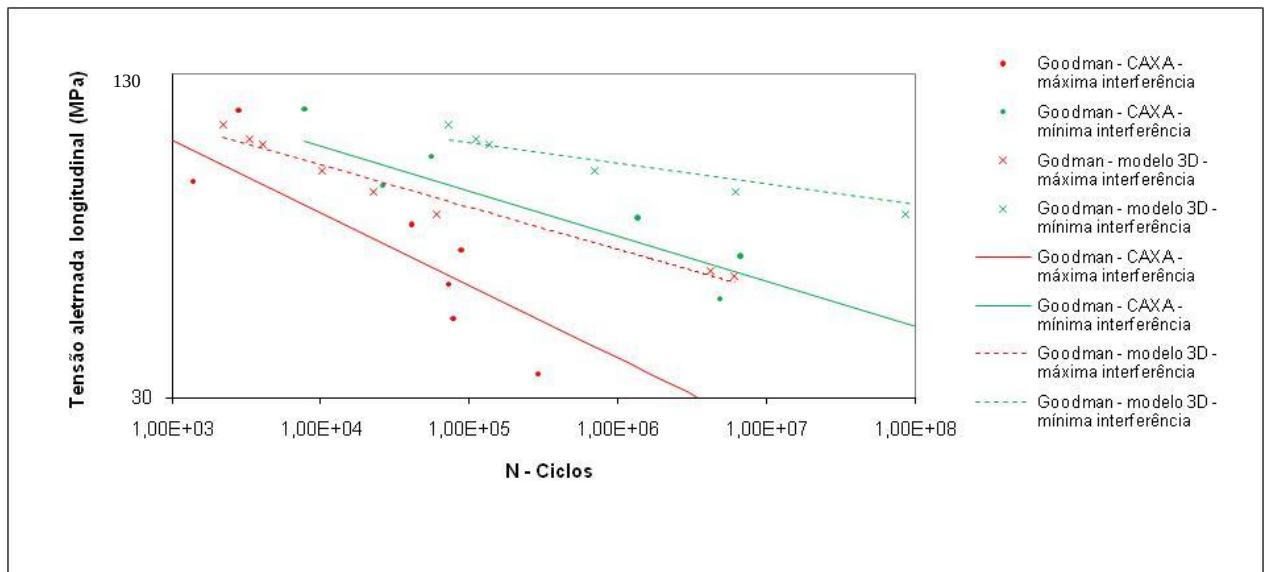


Figura 3.32. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Goodman.

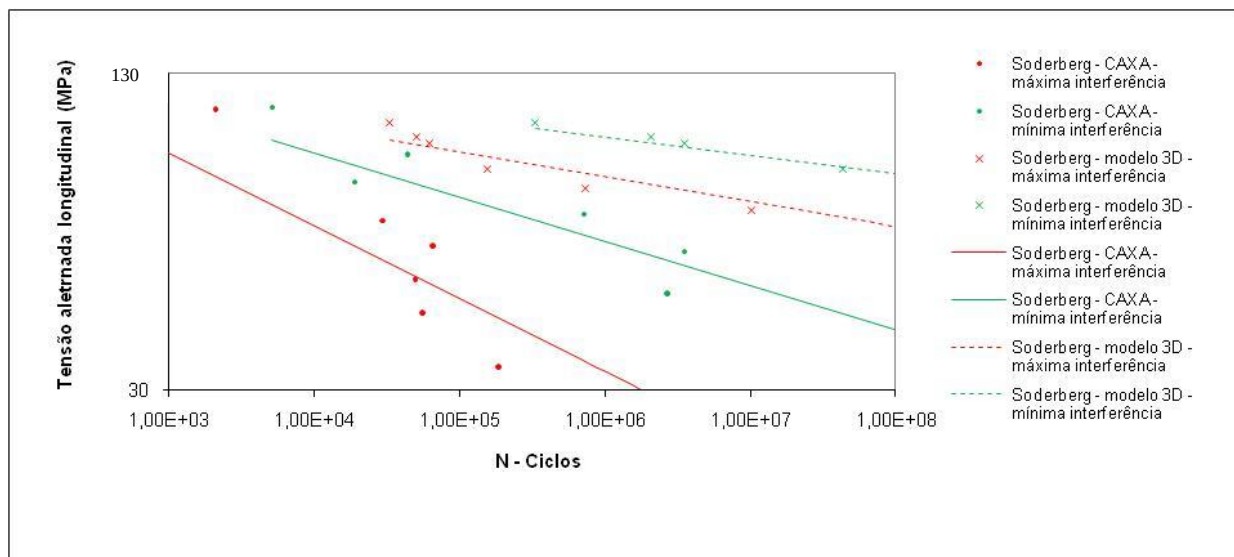


Figura 3.33. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Soderberg.

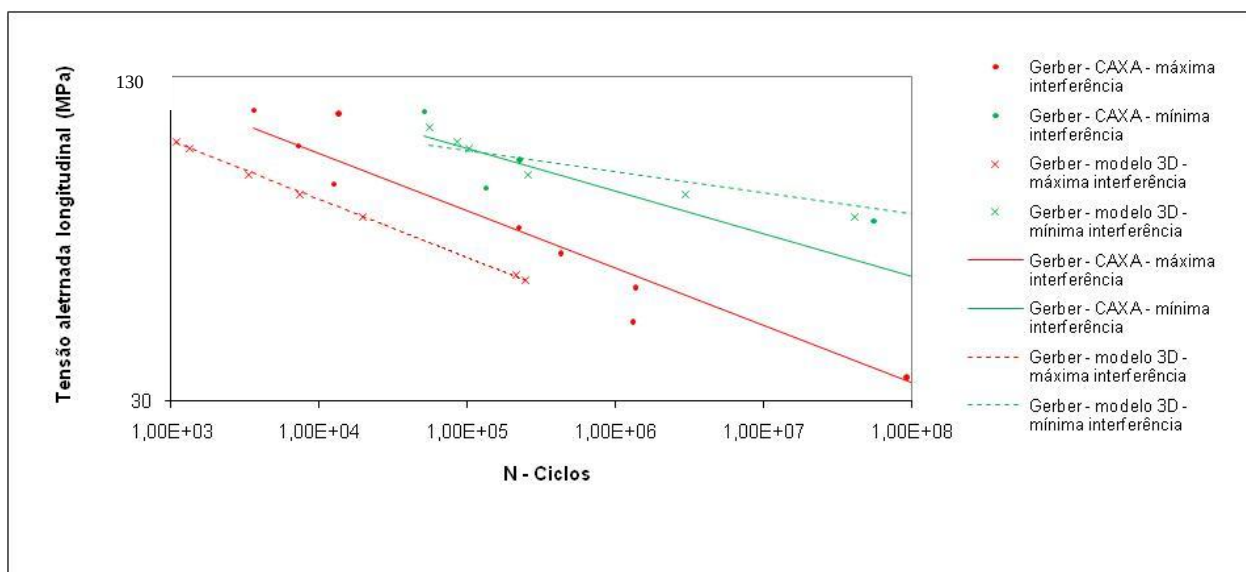


Figura 3.34. Comparação modelo 3D x modelo com elementos CAXA – método de Gerber.

## 4. Proposta nova geometria

O objetivo deste capítulo é apresentar uma proposta de geometria para a conexão de tubos de perfuração de alumínio visando reduzir os níveis de tensões nas regiões críticas da conexão apresentadas no capítulo anterior. Assim, a vida à fadiga deste equipamento será prolongado, aumentando sua vida útil para operação.

Como já discutidos em tópicos anteriores, a interferência das superfícies de vedação causa, após a montagem, o surgimento de tensões trativas nos dentes de rosca mais próximos a essas superfícies e de elevadas cargas compressivas e cisalhantes na região de interferência. Essa mesma região suporta os carregamentos cíclicos de operação e teste, causando a sobreposição de tensões mencionada anteriormente. Por conta dessa geometria, a superfície de vedação mostrou-se como sendo a região mais crítica nos testes em escala real corroborados pelos modelos numéricos analisados no presente trabalho.

Em prol de evitar essa sobreposição de tensões, na nova geometria essa superfície crítica da geometria atual (superfície de vedação) foi deslocada para a extremidade do tubo. Com essa opção, será observado que a distribuição das cargas nos dentes da rosca foi melhor dividido, e as máximas de tensão alternada e tensão média não coincidirão. Essa mudança na localização da superfície de vedação pode ser observado na figura 4.1.

Como pode ser visto na figura 4.1 a parte *box* do modelo (parte de aço do conector) também sofreu alterações visando aliviar a incidência de altos picos de tensões no ponto de falha avaliado nos experimentos em escala real e nos modelos numéricos mostrados no capítulo anterior, buscando aumentar a vida à fadiga.

A geometria sofreu mudanças mínimas de projeto, de forma que seu custo de implementação seja minimizado. As superfícies de vedação foram modeladas com a mesma conicidade e interferência nominal proposta pela norma ISO15546. A nova geometria foi planejada de forma a permitir que se mantivessem as mesmas dimensões

externas dos conectores tipo ISO e as mesmas dimensões do tubo de alumínio, fora da região do conector.

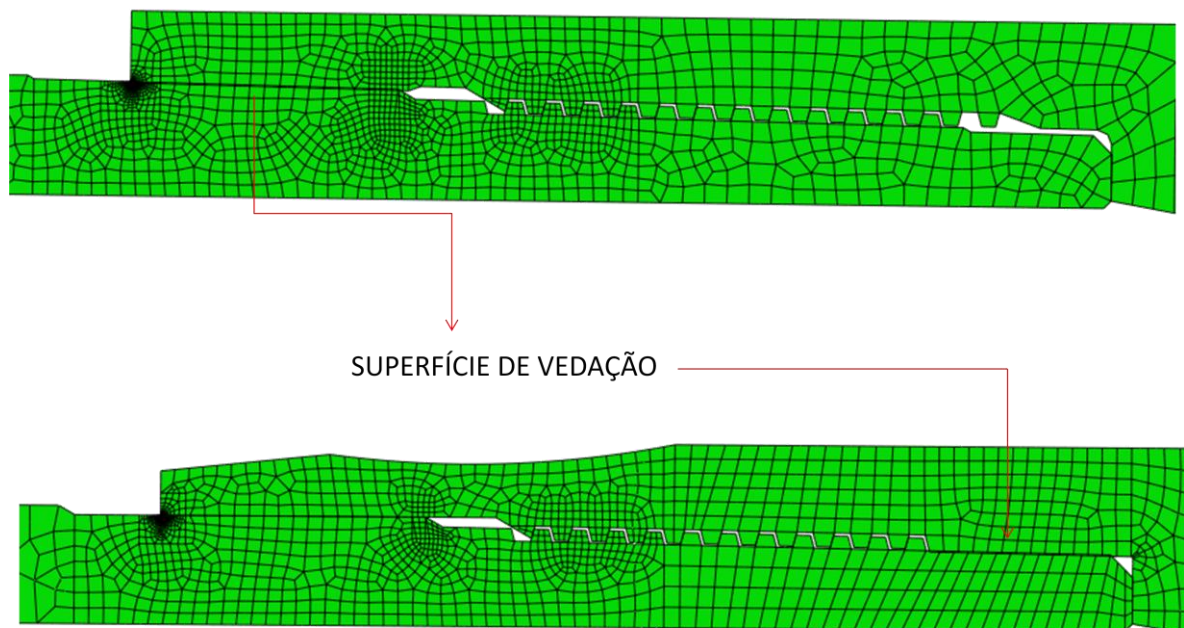


Figura 4.1. Nova geometria – modelo ISO x modelo proposto.

Na modelagem numérica, foram mantidos os mesmos tipos de elementos CAXA e a simulação contou com as mesmas etapas de carregamento/descarregamento já descritas no capítulo 3 do presente trabalho.

O resultado da simulação numérica feita com a geometria proposta encontra-se disponível nas figuras 4.2 e 4.3 abaixo. Ponto 1 equivale ao ponto de falha observado nos testes em escala real e ao ponto onde se é verificada a máxima tensão alternada de von Mises na simulação. O ponto 2 equivale o ponto onde foi fixado o sensor nos testes em escala real. O ponto 3 na figura 4.3 equivale ao ponto onde foi verificado o maior valor de tensão equivalente média. Assim, pode-se perceber que um dos objetivos foi alcançado: separar as regiões onde se encontram os valores máximos de tensão equivalente alternada e média.

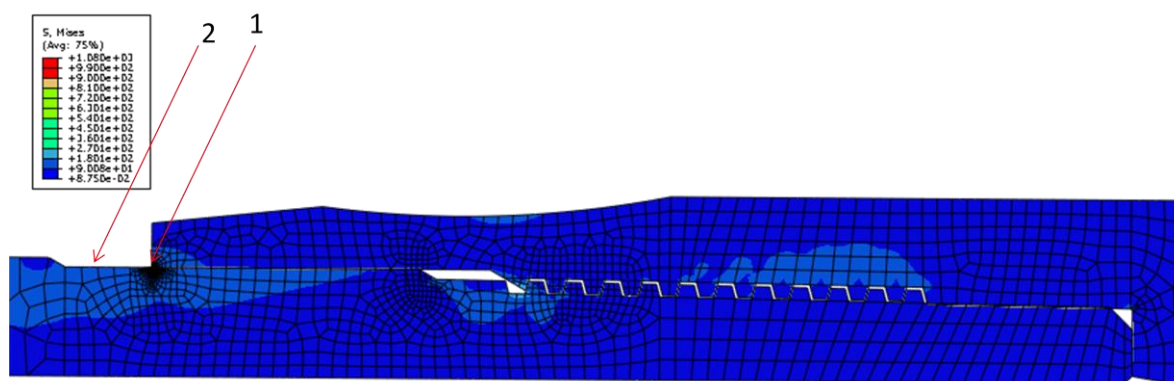


Figura 4.2. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Nova Geometria.

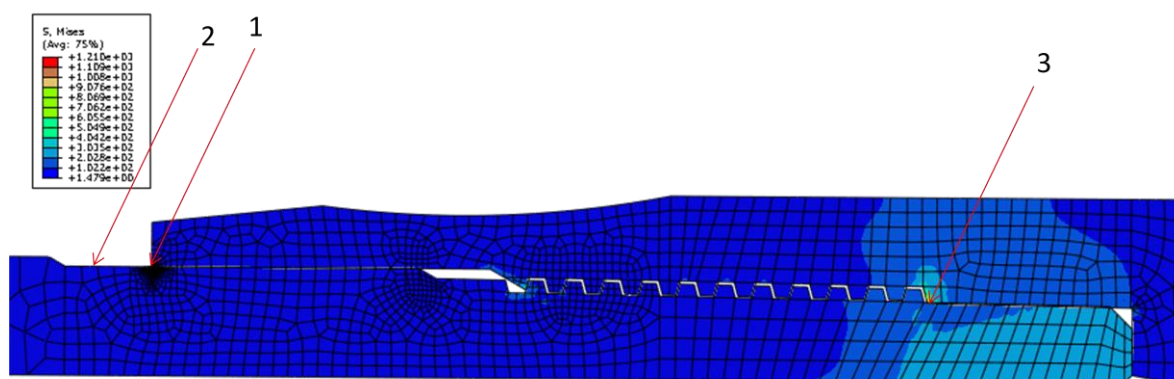


Figura 4.3. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Nova Geometria.

A análise de tensões do modelo proposto mostrou claramente que a geometria proposta é capaz de separar as regiões onde atuam as cargas de operação e de montagem. Na região do ponto de falha (ponto 1), a redução da máxima tensão equivalente alternada (von Mises) chegou a cerca de 22% quando comparada com o modelo ISO com máxima interferência e se manteve praticamente o mesmo em relação ao modelo ISO com mínima interferência. Já em se tratando da máxima de tensão equivalente média, no ponto de falha, houve uma redução de cerca de 25% quando comparada com o modelo ISO com máxima interferência, e reduziu cerca de 10% quando comparada com o modelo ISO com mínima interferência. Esses dados confirmam os resultados apresentados a seguir nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 que apresentam melhora da vida à fadiga com a nova proposta de geometria. Pode ser observado também que para todos os métodos de correção da tensão usados nesse trabalho houve resultados positivos.

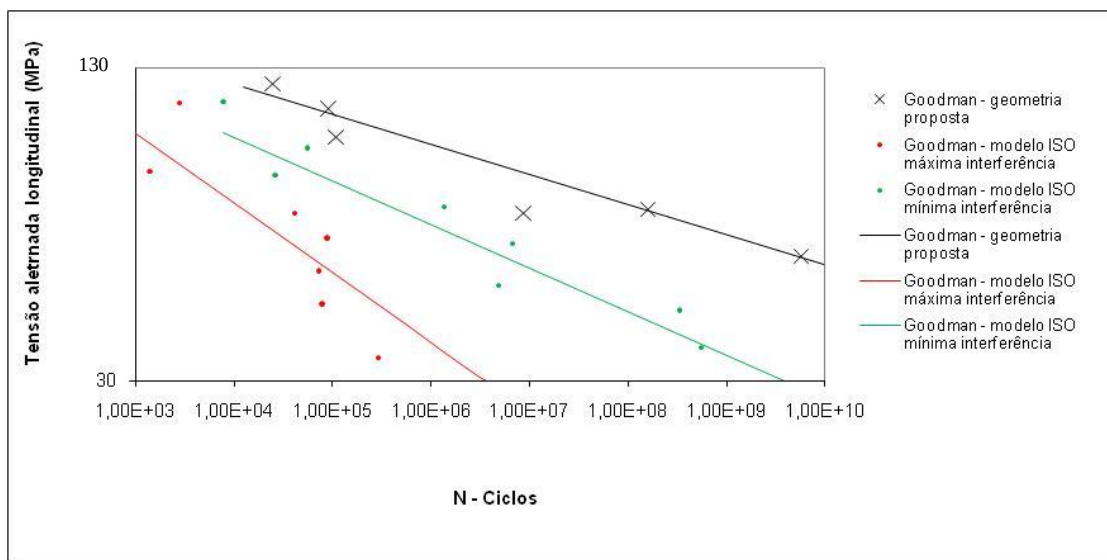


Figura 4.4. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Goodman.

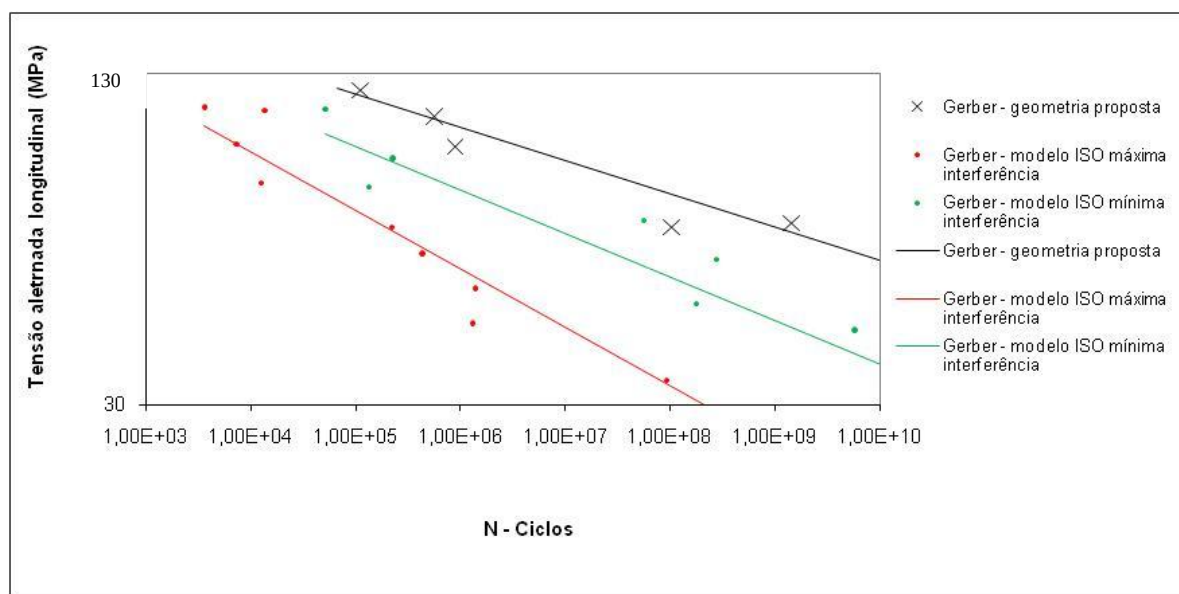


Figura 4.5. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Gerber.

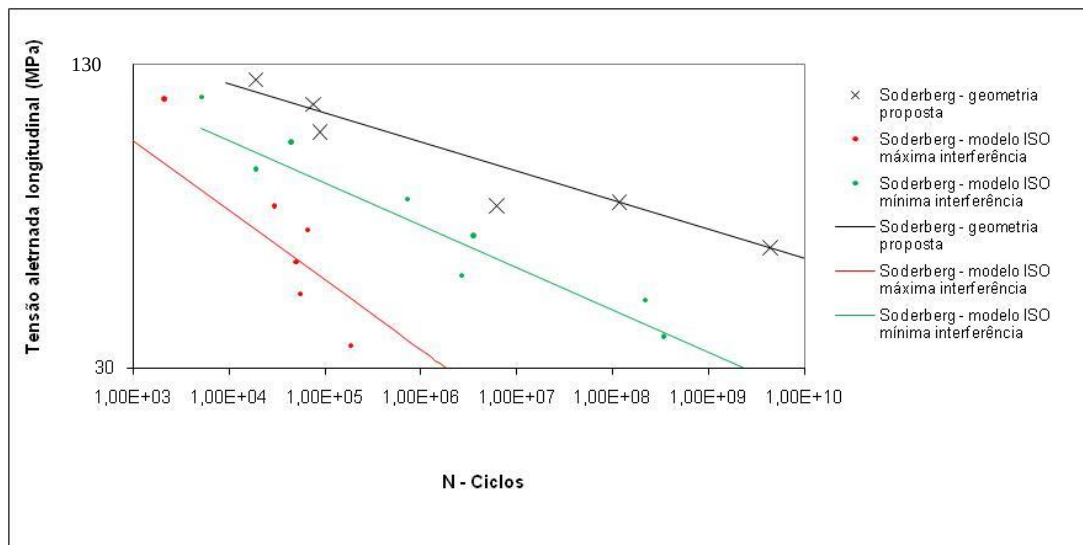


Figura 4.6. Comparação geometria proposta x modelo ISO – método de Soderberg.

Visando otimizar e confirmar os resultados, além de obter e entender a influência da variação de algum dos parâmetros da geometria proposta, foi simulado também um modelo com mais dentes na região rosqueada, o que diminuiu o comprimento a superfície de contato na antiga superfície de vedação do modelo ISO. Para efeitos de organização e comparação de forma mais clara, essa segunda proposta de geometria será designada como sendo caso 2 (figura 4.7). A primeira proposta de geometria apresentada nesse anteriormente nesse capítulo será designada como sendo caso 1.

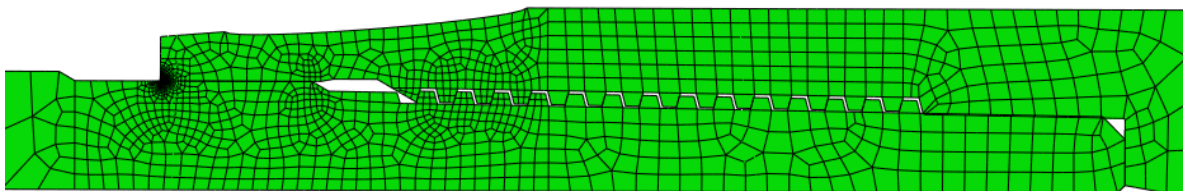


Figura 4.7. Detalhe da nova geometria proposta para conexão (caso 2).



Foram mantidos os mesmos tipos de elementos CAXA e a simulação contou com as mesmas etapas de carregamento/descarregamento já descritas no capítulo 3 do presente trabalho e também realizadas no caso 1 da proposta da nova geometria para a conexão do tubo de perfuração de alumínio.

O resultado da simulação numérica feita com o caso 2 da geometria proposta encontra-se disponível nas figuras 4.8 e 4.9 abaixo. Ponto 1 equivale ao ponto de falha observado nos testes em escala real e ao ponto onde se é verificada a máxima tensão alternada de von Mises na simulação. O ponto 2 equivale o ponto onde foi fixado o sensor nos testes em escala real. O ponto 3 na figura 498 equivale ao ponto onde foi verificado o maior valor de tensão equivalente média. Assim, pode-se perceber, também no caso 2, um dos objetivos foi alcançado: separar as regiões onde se encontram os valores máximos de tensão equivalente alternada e média.

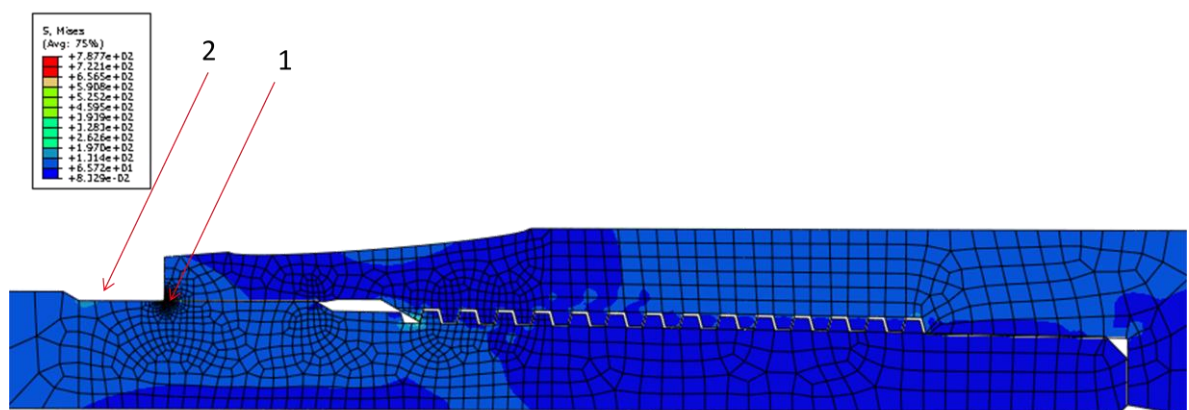


Figura 4.8. Distribuição tensão alternada na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Caso 2 – nova geometria.



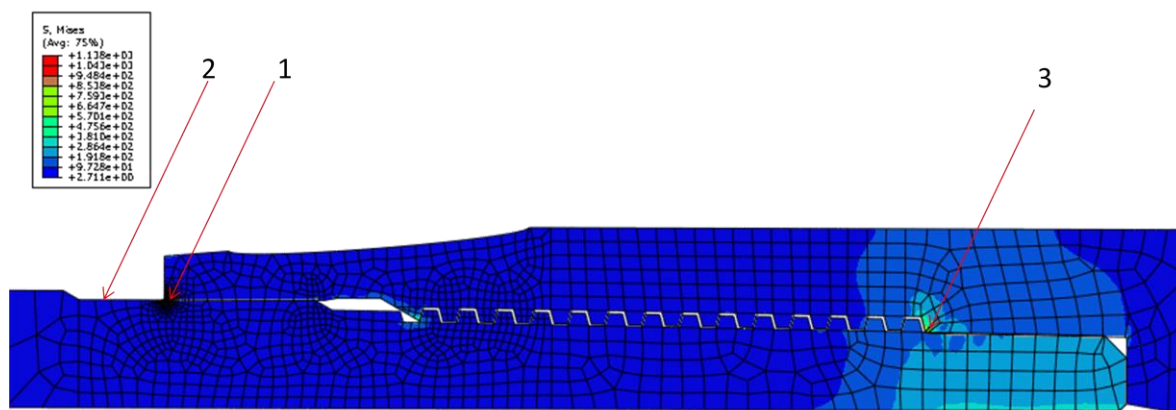


Figura 4.9. Distribuição tensão média na região do conector após a solicitação combinada de tração axial e flexão. Caso 2 - nova geometria.

As figuras 4.10, 4.11 e 4.12 apresentam os gráficos para cada um dos métodos (Gerber, Goodman e Soderberg) comparando os resultados entre os caso 1 e 2 propostos para uma nova geometria da conexão para tubos de perfuração de alumínio. De forma ser apresentado um balanço geral condensando os resultados, são incluídos no gráfico o resultados dos modelos ISO. Como pode ser visto, essa nova geometria também atingiu resultados satisfatórios com relação ao aumento da vida à fadiga.

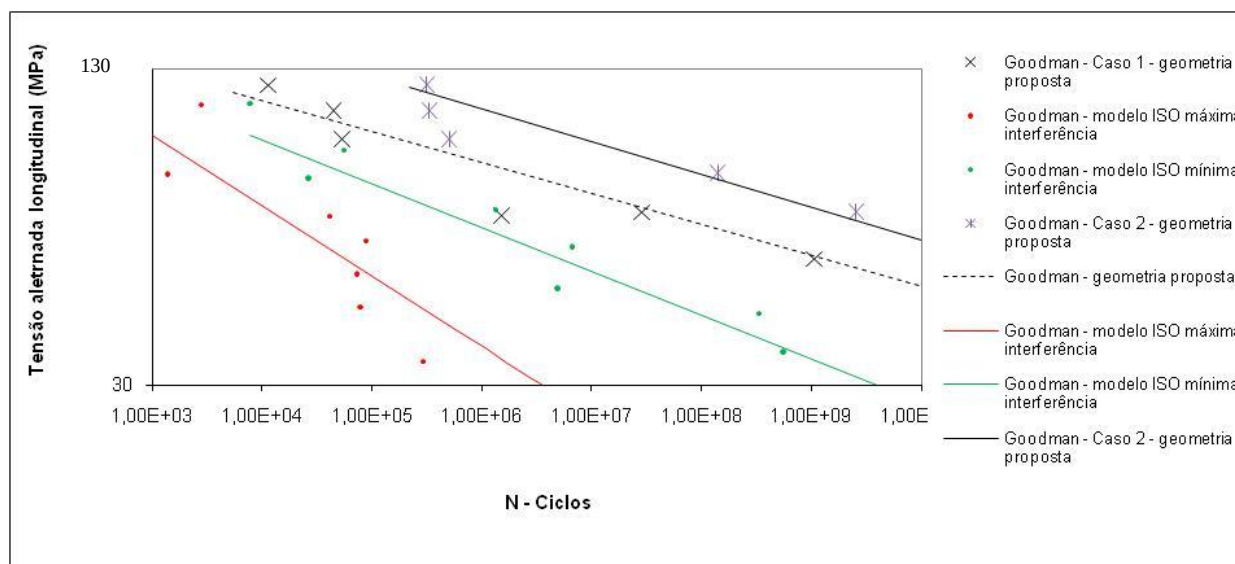


Figura 4.10. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Goodman.

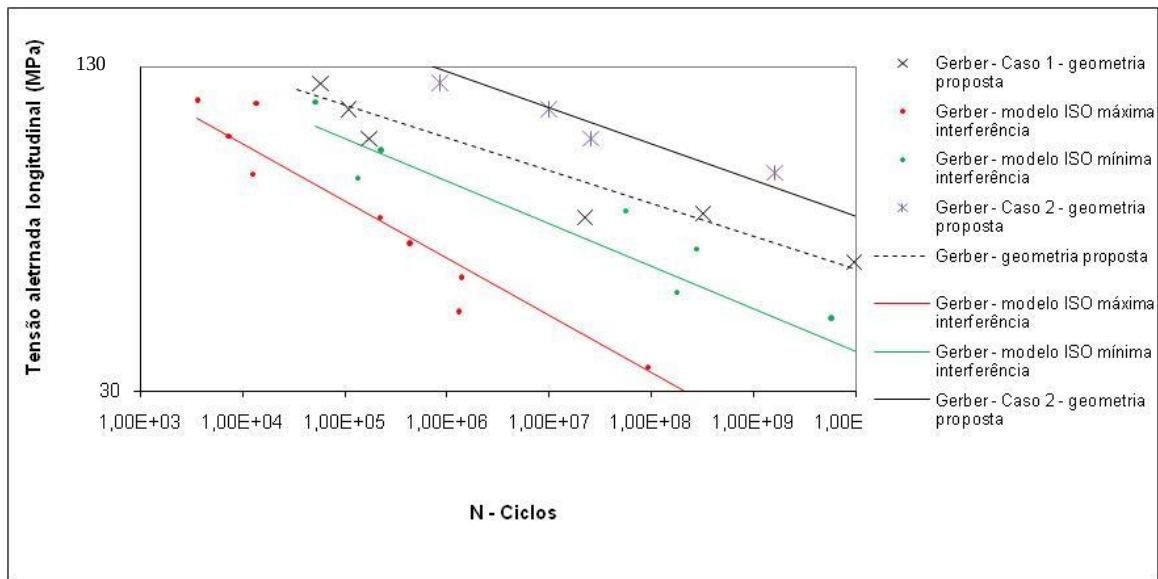


Figura 4.11. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Gerber.

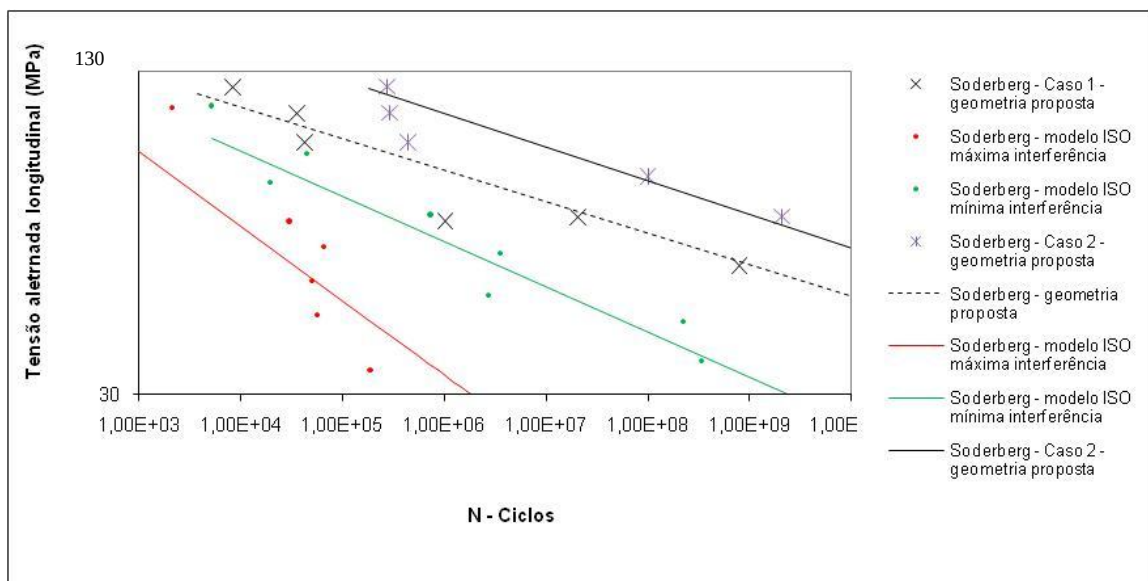


Figura 4.12. Comparação geometria proposta – caso 2 x geometria proposta – caso 1 x modelo ISO – método de Soderberg.

## 5. Conclusão

### 5.1. Análise qualitativa e constatações

No Brasil, o uso de ligas de alumínio na redução de peso das colunas de perfuração é uma alternativa viável. Sua limitação está, na maioria das vezes, associada à tecnologia empregada nos *tool-joints*. Sob o ponto de vista dessa demanda, análises numéricas de tensão e fadiga foram realizadas com foco na região dos conectores do tubo de perfuração de alumínio.

Modelos numéricos foram então usados para reproduzir os testes de fadiga em escala real, e as propriedades do material adotadas foram com base na liga do tipo 1953T1 (Al-Zn-Mg). O pico de tensão máxima foi encontrado na região entre o início da rosca e o final da região de interferência mecânica entre o tubo e o conector (superfície cônica de vedação). Percebeu-se que a amplitude de tensão máxima no tubo de alumínio é coincidente com a extremidade do conector, no mesmo local onde ocorreu a falha nos testes em escala real. O principal motivo para os altos valores de tensão nesta região é a superposição das tensões causadas pela montagem por contração térmica com as tensões causadas devido às cargas de fadiga aplicadas. Estas aumentam os valores da tensão média, reduzindo, desta forma, potencialmente, a vida à fadiga do tubo de perfuração.

Com base nessa constatação e nos resultados comparativos apresentados graficamente no trabalho, pode-se concluir que a correlação numérico-experimental foi boa, onde os resultados encontrados nos testes em escala real foram corroborados pelos modelos numéricos, estes últimos utilizando o modelo de Von Mises com correções através dos métodos de *Soderberg*, *Gerber* e *Goodman*. Portanto, pode-se afirmar que os modelos numéricos apresentados são válidos.

Ainda na correlação numérico-experimental, o método que se mostrou mais coerente foi o de *Gerber*. Este é o método menos conservador e, portanto, torna o resultado mais interessante em função desta constatação. Esses resultados obtidos

também corroboram os resultados encontrados por SILVA [15], confirmando a eficiência e acurácia do critério de Mises, com correção de Gerber para a tensão média.

A modelagem numérica através de elementos do tipo CAXA apresentou resultados plausíveis, tendo sido possível refinar mais o modelo com bem menos elementos utilizados quando comparados ao uso de um modelo em 3D. Com menor tempo computacional, foi possível obter resultados bastante próximos aos experimentos em escala real, o que vem validar os modelos, mesmo tendo sido empregados elementos não muito usuais, mas que mostraram obter resultados pertinentes.

Nas conexões baseadas no padrão da norma utilizada (*ISO 15546*), a superfície de vedação apresenta altos valores para  $\sigma_{eqa}$  e  $\sigma_{eqm}$ . Com as novas geometrias propostas, uma possível melhoria ao projeto padrão é trocar a superfície de vedação da região onde as cargas de teste/operação são maiores. Deste modo, os picos de  $\sigma_{eqa}$  e  $\sigma_{eqm}$  ocorreriam em diferentes pontos, diminuindo a tensão corrigida e melhorando a vida à fadiga.

Ambas as geometrias propostas no trabalho alcançaram o objetivo de melhorar a vida à fadiga dos tubos de perfuração de alumínio, sendo feita uma modelagem numérica também focando a região dos *tool-joints*. Através das novas geometrias propostas (casos 1 e 2), foi possível separar as regiões de máximas tensões alternada e média, o que influi positivamente na vida à fadiga da estrutura estudada. Importante ressaltar que as novas geometrias propostas impactam em mudanças mínimas de projeto, de forma que seja viável comercialmente e que seu custo de implementação seja minimizado.

## **5.2. Proposta de trabalhos futuros**

1 - Tem-se que tensões residuais podem ser definidas como qualquer tensão existente em um volume de material não submetido a carregamentos de externos, e as mesmas influenciam substancialmente na resistência mecânica de estruturas tubulares. Nos *drill-pipes* de alumínio ambos o processo de fabricação por extrusão e a montagem dos conectores causa tensões residuais que, portanto, devem ser levadas em consideração na

avaliação da vida à fadiga. Assim, propõe-se realizar uma análise de vida à fadiga desse modelos apresentados no presente trabalho levando-se em conta a presença de tensões residuais.

2- Propõe-se também aplicar outros critérios de fadiga multiaxial existentes nos modelos apresentados no presente trabalho, com análise comparativa dos resultados.

3- Propõe-se também a construção dessas novas geometrias propostas para realização de novos testes experimentais em laboratório e, assim, poder realizar uma correlação numérico-experimental para as novas concepções geométricas.

4- Por fim, fica como sugestão aprimorar o modelo desenvolvido com base nas novas geometrias propostas, focando a região dos *tool-joints*. Deve-se buscar otimizar a vida à fadiga dos tubos de perfuração de alumínio com base numa geometria mais adequada e viável comercialmente.

## 6. Referências Bibliográficas

- [1]AQUATIC Company. “*Aluminum Drill Pipes LAIDP131x13 and LAIDP150x25 for Oil&Gaz Wells Drilling*”, Operational Manual; Moscow, 2002.
- [2]ABAQUS, “*Theory Manual*”, Versão 6.8, Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc (2004).
- [3]IGOR, M. et al. “*A comparative study of multiaxial fatigue criteria for aluminum drill pipe life prediction*”. International Offshore and Polar Engineering Conference, 19, 2009, Osaka. No prelo.
- [4]IGOR, M. et al. “*Aluminum drill pipes: material and design developments*”. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, 27, 2008, Estoril. Anais...Estoril: ASME, 2008.
- [5]IGOR, M. et al. “*Experimental and numerical evaluations of Aluminum drill pipes under cyclic loads*”. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, 25, 2006, Hamburg. Anais...Hamburg: ASME, 2006.
- [6]IGOR, M. et al. “*Fadiga Multiaxial de Tubos de Perfuração*”. Em: 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, 27, 2009, Fortaleza. Anais...Fortaleza: 5º PDPETRO, 2009.
- [7]IGOR, M. et al. *On the fatigue performance of aluminum drill pipes*. Boletim Técnico da Produção de Petróleo, vol. 4 no. 1. No prelo.
- [8]INTERNATIONAL STANDARD – “*PETROLEUM AND NATURAL GAS INDUSTRIES – ALUMINIUM ALLOY DRILL PIPE*”. ISO 15546:2002.

[9] MALCHER, L. “*Um modelo para determinação da resistência à fadiga multiaxial para carregamentos de flexão e torção combinados, fora de fase e com amplitude constante com base no critério do invariante do tensor*”. Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Dezembro de 2006.

[10] NETTO, T.A. et al, “*Desenvolvimento de Tubos de Perfuração de Alumínio - Estudo Numérico e Projeto da Transição das Regiões de Conexão*”. Relatório CENPES-6632, Janeiro de 2008.

[11] Notas de Aula do curso de Comportamento Estrutural de Sistemas Oceânicos; Engenharia de Petróleo; Escola Politécnica/UFRJ.

[12] PLÁCIDO, J. C. R. et al. “*Fatigue Analysis of Aluminum Drill Pipes*”. Materials Research, Vol. 8, No. 4, 409-415, 2005.

[13] SCHES, C. et al. “*Design and qualification of fatigue resistant heavy wall threaded & coupled premium connectors for drilling and production riser applications in deepwater HPHT dry tree systems*”. ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. No prelo.

[14] SIKAL, A. et al. “*Drill pipe stress and cumulative fatigue analysis in complex wells drilling: New approach in fatigue optimization*”. In: 2008 SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 2008, Denver, Colorado, EUA. Anais...EUA: Society of Petroleum Engineers, 2008.

[15] SILVA, N. S. “*Análise Numérico Experimental de Modelos Analíticos para previsão de fadiga multiaxial de tubos de perfuração de poços de petróleo*”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Setembro de 2008.

[16] Site: <http://www.oilandgaseurasia.com/articles/p/36/article/311/>, acessado em 10/02/2010.

[17] Site: <https://efatigue.com/>, acessado em 14/02/2010.

[18]TAFRESHI, A. “*SIF evaluation and stress analysis of drillstring threaded joints*”.  
In: 2008 International Journal of Pressure Vessels and Piping 76, pps. 91-103, 1999.

[19]WILSON, G. E. “*A new tool joint design increases the fatigue life for drillpipe tubes*”. In: SPE/IADC Drilling Conference, 1993, Amsterdam, 1993.  
Anais...Amsterdam: Society of Petroleum Engineers SPE/IADC 25772, 1993.