

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais
PPGE3M

CRISTIAN DUARTE NUNES

ESTUDO DE REPARO POR DUPLA CALHA EM DUTOS RÍGIDOS COM
DEFEITO TIPO MOSSA COM CAVA

Porto Alegre

2017

CRISTIAN DUARTE NUNES

Engenheiro Mecânico

**ESTUDO DE REPARO POR DUPLA CALHA EM DUTOS RÍGIDOS COM
DEFEITO TIPO MOSSA COM CAVA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia. Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais.

**Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker
Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski**

Porto Alegre

2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Carlos Alexandre Netto

Vice-Reitor: Rui Vicente Oppermann

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Luiz Carlos Pinto da Silva filho

Vice-Diretora: Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Coordenador: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coodenador: Prof. Dr. Afonso Reguly

Ficha catalográfica

CRISTIAN DUARTE NUNES

Engenheiro Mecânico

**ESTUDO DE REPARO POR DUPLA CALHA EM DUTOS RÍGIDOS COM
DEFEITO TIPO MOSSA COM CAVA**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia e aprovada, em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia, na área de Ciência e Tecnologia dos Materiais, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski

Coordenador do PPGE3M: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Aprovado em: ____/____/____

Banca Examinadora:

Dr. Mariane Chludzinski

Prof. Dr. Rafael Menezes Nunes

Dr. Toni Roger Schifelhain de Lima

Dedico esta dissertação aos meus amigos e familiares que me apoiaram no desenvolvimento deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker (in memoriam) pelo incentivo no desenvolvimento não somente desta dissertação, mas no decorrer de todo o mestrado.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, em especial, ao PPGE3M e seus professores, pelo esforço para oferecer um ensino de qualidade e apoio dentro e fora da sala de aula.

Aos Eng. Otávio Pinto, Amauri Mosquen e MSc. Eng. Marcelo Favaro, pela ajuda, apoio e incentivo no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Metalurgia Física, Eng. Felipe Aguiar, Alter Costa, Diego Sartori, Francisco Bandeira, Arthur Gonçalves e MSc. Eng. Fabiano Mattei, por todo empenho no desenvolvimento do projeto.

Ao Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski, por todo apoio dedicado na conclusão deste trabalho, assumindo como orientador mesmo em momentos difíceis.

À Petrobrás, que além de gerar riquezas para a nação, atua junto às universidades e centros de excelência na geração de conhecimento e desenvolvimento de tecnologias.

À Braskem e, em especial, ao Coordenador Valtemir Zandoná, pelo apoio e por flexibilizar minha agenda de modo a permitir a participação nas aulas e realização dos trabalhos.

Aos familiares, amigos e esposa, por todo incentivo e compreensão nos momentos em que precisei dedicar-me à realização deste trabalho.

RESUMO

O reparo em dutos defeituosos é previsto por normas e literatura, porém existe grande espaço para definição dos parâmetros ideais para aplicação prática e avaliação do desempenho destes reparos em fadiga. O presente trabalho tem por objetivo a definição dos parâmetros ideais para aplicação de reparos eficientes do tipo dupla calha sem solda circunferencial e com carregamento externo em escala real em dutos com defeitos de moosa com cava. O reparo é baseado na instalação de duas calhas concêntricas ao duto a ser reparado, preenchendo-se o defeito com resina e aplicando carga de compressão através de atuadores hidráulicos com correntes a fim de induzir tensões compressivas na região do defeito e, por fim, as calhas são unidas longitudinalmente pelo processo de soldagem. Para este trabalho, foi realizada uma modelagem numérica utilizando o método de elementos finitos de modo a simular a reprodução do defeito, ensaios de fadiga sem reparo, parâmetros para aplicação do reparo, ensaios de fadiga com reparo e, por fim, ensaio hidrostático. O procedimento proposto foi a reprodução do defeito, primeiramente o duto foi deformado com uma esfera metálica, de modo a formar uma moosa de profundidade igual a 6 % do diâmetro externo e, em seguida, a cava foi usinada com a utilização de um disco abrasivo. Após a produção do defeito, três amostras foram ensaiadas em fadiga, de modo a produzir uma amostra de referência sem reparo a ser comparada com os corpos de prova com reparo. O reparo dupla calha foi aplicado em duas amostras com defeito, sendo essas então submetidas a ensaios de fadiga. Esses ensaios indicaram que ambas as amostras resistiram a um número de ciclos correspondentes a 100 anos de vida em serviço. Por fim, as amostras reparadas após o ensaio de fadiga foram submetidas a ensaios hidrostáticos até a ruptura, a fim de avaliar a vida remanescente. Ambos os dutos romperam fora da região reparada, com uma pressão 2,1 %, menor que a pressão calculada analiticamente. Como principal resultado, foram obtidos parâmetros ideais para aplicação do reparo dupla calha em dutos com defeito tipo moosa com cava. Os resultados experimentais mostram convergência em relação aos dados do modelo numérico, provando que a modelagem por elementos finitos pode ser uma ferramenta útil no desenvolvimento deste tipo de trabalho.

Palavras-chave: Moosa com cava. Modelo numérico. Duto. Reparo dupla calha.

ABSTRACT

Defective duct repairs are envisaged by norms and by the literature, yet there is enough space left to define ideal parameters for practical application and performance evaluation of these fatigue repairs. This work's objective is to define the ideal parameters for the application of efficient repairs in double spouts without circumferential welding and real scale external loading in ducts with dent and gouge defects. The repair is based on the installation of two concentric spouts in the duct, filling the defect with resin and applying compression loading through hydraulic actuators with currents to induce compressive stresses in the defective area. Afterwards, the spouts are united lengthwise through the process of welding. To develop this work, we conducted a numerical modelling by using the finite element method to simulate the reproduction of the defect, as well as fatigue tests with no repairs, parameters for the application of repairs, fatigue tests with repairs, and finally a hydrostatic test. The proposed procedure was the reproduction of the defect. At first the duct was deformed with a metallic sphere, to form a dent whose depth was equal to 6 % of the external diameter and, subsequently, the gouge was machined with the help of an abrasive disk. Following the production of a defect, three samples were tested in fatigue to produce a reference sample without repair which would be compared to the samples with repairs. The double spout repair was applied in two samples with defects, which were then subjected to fatigue tests. These tests showed that both samples resisted to a number of cycles corresponding to a 100-year use lifespan. At last, the samples repaired after fatigue tests were subjected to hydrostatic tests until rupture, in order to evaluate their remaining lifespan. Both ducts ruptured outside of the repaired region, with a stress rate of 2.1 %, lower than the stress calculated analytically. The main result of this study was obtaining ideal parameters for the application of double spout repair in ducts with dents and gouge defects. The experimental results show convergence in relation to the numerical model data, proving that finite element modelling can be a useful tool when conducting this kind of work.

Keywords: Dent with gouge. Numerical model. Pipeline. Metallic Sleeves Repaire.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Comparação da distância para transportar uma tonelada de derivados de petróleo com US\$ 1,00 em solo americano	20
Figura 2: Detalhe típico do reparo por dupla calha	21
Figura 3: Incidentes estratificados em função da causa, ocorridos entre 2009 e 2013, em ativos das empresas pertencentes ao EGIG na Europa	25
Figura 4: Definição de profundidade da moossa	27
Figura 5: Defeito tipo moossa	28
Figura 6: Defeito tipo cava (A) e defeito tipo moossa (B)	28
Figura 7: Reparo comercial executado pela empresa PetroSleeve	30
Figura 8: Reparo comercial executado pela empresa PLP.	31
Figura 9: Resumo dos reparos	34
Figura 10: Métodos para aumentar a eficiência do reparo do por dupla calha.....	35
Figura 11: Relações teóricas entre as tensões no duto e reparo, pressão do duto durante aplicação do reparo e espessura de parede do duto e do reparo. Em que Pr/Ph é a relação entre a pressão do duto no momento da aplicação do reparo e a pressão de projeto; Sr/So é a relação entre a tensão circunferencial no duto após a aplicação do reparo e a tensão circunferencial no duto sem a aplicação do reparo; ts/ta é a relação entre a espessura da parede da calha e a espessura da parede do duto.	36
Figura 12: Métodos de aplicação do reparo especial por dupla calha. A: atuadores hidráulicos e correntes; B: Orelhas e parafusos; C: Diferencial de temperatura	38
Figura 13: Cava localizada no centro da moossa	40
Figura 14: Curva S-N para aços baixa liga, temperatura não excedendo 371°C	41
Figura 15: Curva de ajuste com os dados originais e a curva para projeto apresentada no anexo 3F da ASME VIII (2007)	42

Figura 16: Representação esquemática da técnica de reparo por dupla calha.....	44
Figura 17: Reparo de duto através do uso de dupla calha com interferência e uso de talas intermitentes	46
Figura 18: Modelagem do amassamento do duto: (a) tensões residuais após a geração do defeito e (b) comparativo do duto antes e depois do amassamento.....	47
Figura 19: Região crítica do defeito para análise das tensões residuais.....	48
Figura 20: Fluxograma simplificado da metodologia proposta.....	50
Figura 21: Desenho esquemático dos corpos de prova 01 e 02.....	52
Figura 22: Desenho esquemático dos corpos de prova 03, 04 e 05.....	53
Figura 23: Processo iterativo para definição do defeito do tipo moossa com cava com severidade representativa para aplicação do reparo.....	54
Figura 24: Aspecto do defeito no duto com a reprodução da cava.....	57
Figura 25: Região do defeito do tipo moossa com cava na qual a ocorrência de trinca longitudinal por fadiga é mais provável de ocorrer	58
Figura 26: Conjunto de nós no centro da cava considerado na análise	58
Figura 27: Desenho esquemático da reprodução do defeito do tipo moossa.....	59
Figura 28: (A) Desenho esquemático do aparato utilizado para realizar o amassamento; (B) Corpo de prova amassado e esfera utilizada na reprodução do defeito moossa, (C) detalhe da moossa	60
Figura 29: Reprodução do defeito cava utilizando-se disco abrasivo conforme parâmetros definidos no capítulo 4.2. Imagem do corpo de prova 04	61
Figura 30: Aparato utilizado para a realização dos ensaios estático e de fadiga. (A) Desenho esquemático da bancada de ensaios; (B) Imagem da bancada de ensaios, mostrando alguns componentes	62

Figura 31: Localização dos extensômetros utilizados nas amostras 01, 02 e 03 nas quais foram realizados os ensaios de fadiga sem aplicação do reparo	63
Figura 32: Aplicação da resina na região defeituosa do corpo de prova.....	64
Figura 33: Disposição dos extensômetros internos localizados sob o defeito.....	65
Figura 34: Aplicação de lubrificante Molycote G-N na região de contato entre calha e duto .	65
Figura 35: (A) Posicionamento das calhas e correntes, (B) montagem do dispositivo de aperto, (C) Cinta de UHMW localizada entre as correntes e a as calhas	66
Figura 36: Conceito de acopladeira hidráulica	66
Figura 37: (A) Solda das talas intermitentes ainda com o dispositivo apertado. (B) Reparo após soldado.....	67
Figura 38: Extensômetros instalados nos corpos de prova CP04 e CP05 após a aplicação do reparo para realização do ensaio de fadiga.....	68
Figura 39: Tensões circunferenciais na região de aplicação do reparo para diferentes patamares de força de aperto, entre 0 tf e 80 tf.....	70
Figura 40: Tensões circunferenciais na transição do aperto para o alívio da carga de 48 tf durante a aplicação do reparo. A Figura traz as tensões médias após o aperto e após o alívio da carga apenas na região do defeito submetida a carregamentos trativos, entre 70 mm e 140 mm.....	71
Figura 41: Tensões circunferenciais após o aperto e após o alívio da carga de 48 tf durante a aplicação do reparo. A Figura traz as tensões médias após o aperto e após o alívio da carga em toda a região do reparo	72
Figura 42: circunferenciais na região do defeito do tipo moosa com cava nas pressões mínima e máxima do ensaio de fadiga para o duto com reparo	73
Figura 43: Tensões circunferenciais na região do defeito do tipo moosa com cava nas pressões mínima e máxima do ensaio de fadiga para o duto sem reparo.....	73

Figura 44: Amplitude do carregamento em fadiga nas condições de pressão interna entre 5,2 bar e 65 bar. No gráfico, também é plotado o percentual de redução da amplitude de tensões na região do reparo para as condições com e sem reparo entre as pressões de 5,2 bar e 65 bar	74
Figura 45: Tensões circunferenciais trativas na região reparada para os casos com e sem reparo na pressão de 65 bar, juntamente com o valor médio de redução de tensões na região reparada e o valor proposto por PRCI (2006).....	76
Figura 46: Comportamento da força em função do deslocamento durante a reprodução do defeito moosa para o corpo de prova 01	77
Figura 47: Inspeção por ensaio não destrutivo após realização do amassamento	78
Figura 48: Usinagem da cava no corpo de prova 02, com a remoção de 60 % da espessura...	79
Figura 49: Variação de pressão em função do tempo durante o ensaio de fadiga para o corpo de prova 01. As variações de pressão são as mesmas para todos os corpos de prova.....	80
Figura 50: Detalhe da região do defeito do corpo de Prova 01 pós ensaio de fadiga. Não foi observado início de propagação de trinca. Ensaio interrompido com 100,4 anos de vida equivalente.....	81
Figura 51: Corpo de Prova 02 pós-ensaio de fadiga e detalhe da trinca não passante na região do defeito. Ensaio interrompido com 100,1 anos de vida equivalente	82
Figura 52: Corpo de Prova 03 pós-ensaio de fadiga e detalhe da trinca passante na região do defeito. Corpo de prova resistiu a 47,2 anos de vida equivalente em operação	82
Figura 53: Vida em fadiga dos corpos de prova 02, 03 e simulação numérica em comparação com o gráfico da curva S-N para aço carbono, baixa liga, temperatura não excedendo 371°C e $\sigma_{esc} \leq 552\text{MPa}$	83
Figura 54: Resultados das deformações medidas pelos extensômetros em função da força de aperto dos atuadores durante a aplicação do reparo (conforme Capítulo 4.7.) na mostra	

CP05. Extensômetros localizados na superfície interna do duto conforme pode ser visto na	
Figura 33.....	85
Figura 55: Resultados da deformação dos extensômetros localizados a 80 mm do centro do	
defeito no sentido circunferencial em função da força de aperto aplicada ao atuador	
hidráulico para os corpos de prova 04 e 05 e simulação numérica durante a aplicação do	
reparo	86
Figura 56: Resultados da deformação dos extensômetros localizados no centro do defeito na	
região interna do duto no sentido circunferencial em função da força de aperto aplicada ao	
atuador hidráulico para os corpos de prova 04 e 05 e simulação numérica durante a	
aplicação do reparo	87
Figura 57: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação a variação de	
pressão durante os ensaios de fadiga com reparo dos corpos de prova 04 e 05 em	
comparação com os resultados da simulação numérica	89
Figura 58: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação à variação do	
tempo durante o ensaio de fadiga com reparo do corpo de prova 04, em comparação com	
os resultados da simulação numérica e analítico	89
Figura 59: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação a variação do	
tempo durante o ensaio de fadiga com reparo do corpo de prova 05, em comparação com	
os resultados da simulação numérica e analítico	90
Figura 60: Corpo de prova 04 após ensaio hidrostático, apresentando rompimento fora da região	
de aplicação do reparo	91
Figura 61: Corpo de prova 05 após ensaio hidrostático, apresentando rompimento fora da região	
de aplicação do reparo	92
Figura 62: Deformações em relação a pressão para o extensômetro localizado no corpo de prova	
a 1000mm do centro da amostra para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação	

numérica. No mesmo gráfico, estão plotadas pressões típicas MAOP, SMYS e 110 % SMYS, sendo MAOP: <i>Maximum Allowable Operating Pressure</i> e SMYS: <i>Specified Minimum Yield Strength</i>	93
Figura 63: Deformações em relação a pressão para o extensômetro localizado no centro do reparo para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação numérica.....	94
Figura 64: Resultados dos ensaios hidrostáticos dos corpos de prova 04 e 05, em comparação com pressões representativas de operação. Também são comparados resultados de testes hidrostáticos realizados por OTEGUI et al. (2002), sendo MAOP: <i>Maximum Allowable Operating Pressure</i> e SMYS: <i>Specified Minimum Yield Strength</i>	96
Figura 65: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 01 (defeito de moessa com cava e sem reparo)	104
Figura 66: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 02 (defeito de moessa com cava e sem reparo)	104
Figura 67: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 03 (defeito de moessa com cava e sem reparo)	105
Figura 68: Comportamento das tensões e pressão do corpo de prova 04 ao longo do ensaio de fadiga	105
Figura 69: Comportamento das tensões e pressão do corpo de prova 05 ao longo do ensaio de fadiga	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Frequência primária de falhas nos ativos das empresas pertencentes ao EGIG, estratificada em função das causas	25
Tabela 2: Propriedades para os componentes do modelo	44
Tabela 3: Propriedades mecânicas para os componentes envolvidos nas simulações	45
Tabela 4: Variação dos parâmetros geométricos do defeito durante o processo iterativo de reprodução do defeito do tipo mosa com cava.....	54
Tabela 5: Informações sobre a acura da resina Huntsman SW 404/HY2404	64
Tabela 6: Deslocamento final e força máxima para reprodução do defeito tipo mosa.....	77
Tabela 7: Dados referentes à reprodução do defeito cava	78
Tabela 8:Comparativo dos dados de deformação entre os corpos de prova 04 e 05 com relação a simulação numérica durante os ensaios de fadiga com reparo	91
Tabela 9: Coeficientes angulares da relação entre pressão e deformação durante os ensaios hidrostáticos para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação numérica	95

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

η	Percentual de retorno elástico
σ_c	Tensão Circunferencial
$\sigma_{c,aperto}$	Máxima tensão circunferencial no defeito após o aperto
$\sigma_{c,alívio}$	Máxima tensão circunferencial no defeito após o alívio
$\sigma_{c,max;com\ reparo}$	Máxima tensão circunferencial na região defeituosa do duto com reparo
$\sigma_{c,max;sem\ reparo}$	Máxima tensão circunferencial na região defeituosa do duto sem reparo
σ_{esc}	Tensão de Escoamento
A	Número de anos
CP	Corpo de Prova
d_d	Profundidade da mocha
D	Número de dias por ano
De	Diâmetro externo do duto
EGIG	<i>European Gas Pipeline Incident Data Group</i>
LAMEF	Laboratório de Metalurgia Física
MAOP	Máxima pressão de operação admissível
MEF	Método de Elementos Finitos
N_{ciclos}	Número de Ciclos
NPS	Tamanho nominal do duto
P	Pressão interna

PDAM	<i>Pipeline Defect Assessment Manual</i>
PRCI	<i>Pipeline Research Council International</i>
Ph	Pressão de projeto do duto, sem a presença do defeito
Pr	Pressão reduzida no momento de aplicação do reparo
R	Raio do duto
S_{1-1}	Tensões trativas circunferenciais
S_a	Solicitação
S_o	Tensão circunferencial no duto
S_r	Tensão circunferencial no duto após a instalação da dupla calha
SMYS	Mínima tensão de escoamento especificada
SMYSc	Mínima tensão de escoamento do duto
SMYSs	Mínima tensão de escoamento do reparo
t	Espessura
t_a	Espessura real do duto
TBG	Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil
t_s	Espessura da parede da luva utilizada para o reparo
K	Fator de redução de tensões

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
2. OBJETIVOS	23
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
3.1. PRINCIPAIS ATIVOS NO BRASIL	24
3.2. SEGURANÇA E INCIDENTES EM DUTOVIAS	24
3.3. OCORRÊNCIA DE DEFEITOS	26
3.4. MANUTENÇÃO DE DUTOS	29
3.5. EVOLUÇÃO DOS REPAROS NA INDÚSTRIA	29
3.6. PARÂMETROS E NORMAS	31
3.6.1. Influência da Redução da Pressão Interna no Momento da Aplicação do Reparo	36
3.6.2. Dupla calha com carregamento circunferencial e preenchimento da região defeituosa	37
3.7. ESTUDOS RELACIONADOS	38
3.8. FADIGA	40
3.9. COLAPSO	43
3.10. MODELOS NUMÉRICOS	43
4. MATERIAIS E MÉTODOS	49
4.1. METODOLOGIA	49
4.2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE REPRODUÇÃO DO DEFEITO	51
4.3. MODELAGEM NUMÉRICA	56
4.4. REPRODUÇÃO DO DEFEITO	58
4.5. BANCADA PARA ENSAIOS HIDROSTÁTICOS E HIDRODINÂMICOS	61
4.6. ENSAIOS DE FADIGA SEM REPARO	63
4.7. APLICAÇÃO DO REPARO	64
4.8. ENSAIOS DE FADIGA COM REPARO	67

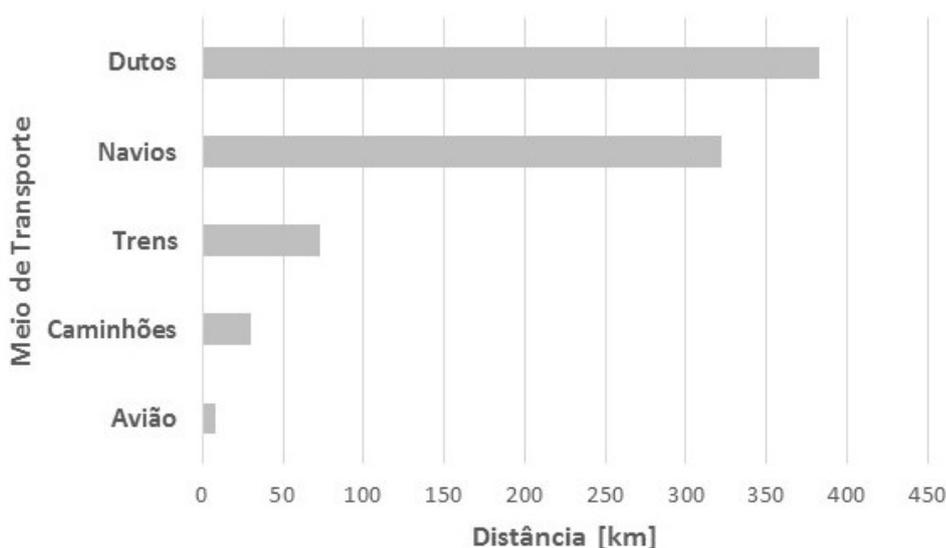
4.9. ENSAIOS HIDROSTÁTICOS	68
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
5.1. SIMULAÇÕES.....	69
5.2. REPRODUÇÃO DO DEFEITO DO TIPO MOSSA COM CAVA.....	76
5.3. ENSAIOS DE FADIGA SEM REPARO	79
5.4. LOCALIZAÇÃO DO DEFEITO CAVA NA MOSSA	84
5.5. ANÁLISE DA APLICAÇÃO DO REPARO	85
5.5.1. Simulação numérica e aplicação do reparo	85
5.5.2. Resultados de deformação na região externa do duto.....	88
5.6. ANÁLISE DOS ENSAIOS DE FADIGA E EXPLOSÃO COM REPARO	88
6. CONCLUSÕES.....	97
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	99
REFERÊNCIAS	100
APÊNDICE A – Deformações adquiridas durante os ensaios de fadiga.....	103

1. INTRODUÇÃO

Os dutos desempenham um papel estratégico na redução dos custos logísticos das empresas petrolíferas, sobretudo no Brasil, cuja maior parte da produção localiza-se no mar. A partir das plataformas, o petróleo precisa ser transportado para refinarias para ser processado e, após esses processos, é transportado para consumidores finais ou até terminais, onde será embarcado para distribuição (SOUZA FILHO, E. M' et al, 2011).

O transporte de fluidos via dutos é uma opção também ecologicamente mais correta. Como exemplo, para movimentação de 200 milhões de m³/ano seriam necessárias 7 milhões de viagens de caminhão/ano (MATO, 2014). O transporte via dutos apresenta várias vantagens sobre outros meios de transporte, sendo as duas principais o custo e a segurança (TOFFOLO, 2008). Para transportar em solo Americano uma tonelada de derivados de petróleo com US\$ 1,00, podem ser comparadas as distâncias para cada meio de transporte para as mesmas condições, através do gráfico apresentado na Figura 1.

Figura 1: Comparação da distância para transportar uma tonelada de derivados de petróleo com US\$ 1,00 em solo americano



Fonte: TOFFOLO, 2008

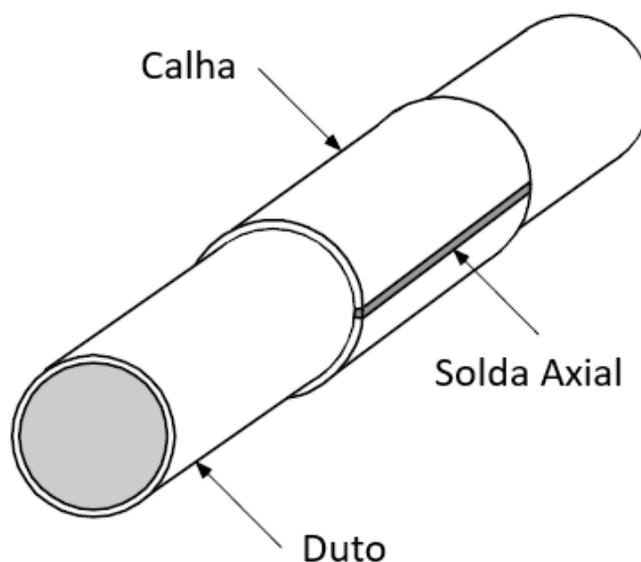
Os dutos em operação estão sujeitos a uma diversidade de defeitos, sendo as causas mais comuns de defeitos em dutos de transporte de óleo e gás terrestres e marinhos no leste europeu e na América do Norte são devidas a interferências externas (danos mecânicos) e

corrosão (COSHAM; HOPKINS, 2004). Com relação a danos mecânicos, os mais comuns são mossas, cavas e a combinação de mossas com cavas (ALLOUTI; SCHMITT; PLUVINAGE, 2014). Não foram encontradas referências na literatura e em normas relativas à severidade da combinação dos defeitos quando se varia a posição da cava na mossa.

Dependendo da criticidade do defeito, faz-se necessário realizar o reparo, e, considerando-se que o duto esteja em operação, a substituição do trecho danificado implica parada de produção, riscos ou mesmo técnicas bastante caras. Porém, em alguns casos, é possível a aplicação de reparos de maneira relativamente simples, sem a necessidade de paradas de operação e com custo competitivo. O PRCI (2006) prevê diversos métodos de reparos, dentre eles a aplicação do reparo por dupla calha com carregamento externo, denominado reparo Tipo A.

O reparo é composto de duas calhas ou duas metades de cilindros que são posicionadas ao redor da região da tubulação, onde será necessário reparar. Posteriormente, as laterais são soldadas longitudinalmente, conforme pode ser verificado na Figura 2.

Figura 2: Detalhe típico do reparo por dupla calha



Fonte: adaptado de PRCI, 2006

PRCI (2006) prevê técnicas para aumentar a eficiência do reparo por dupla calha, dentre elas a montagem do reparo com diferença de temperatura entre calhas e duto a ser reparado ou carregamento mecânico externo. Meniconi et al. (2014) conduziram um projeto que avaliou a eficiência dos reparos por dupla calha, sendo que o método de aplicação com

carregamento externo por meio de aturadores hidráulicos mostrou-se mais eficiente que o método de aplicação com diferença de temperatura entre calhas e duto.

Existem diversos trabalhos relacionados à instalação e otimizações do reparo por dupla calha com carregamento externo, porém existem grandes oportunidades de melhoria referentes à definição dos parâmetros ideais para aplicação do reparo e avaliação da eficiência do reparo. Conforme PRCI (2006), é recomendado que reparos aplicados em tubulação sujeitas à variação de pressão interna devem ter seu comportamento avaliado em fadiga.

Este trabalho é parte de um projeto de pesquisa desenvolvido entre o Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) e Petrobras. O Projeto teve por objetivo definir os parâmetros ideais para aplicação do reparo por dupla calha com carregamento externo em dutos de 18” com 3 tipos de defeitos previstos na literatura. Seu completo desenvolvimento se deu ao longo de 3 anos e envolveu cerca de 25 integrantes entre pesquisadores, mestrandos e graduandos.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral:

Determinar os parâmetros ideais para reparar em dutos com defeito tipo moosa com cava através do processo de reparo por dupla calha sem solda circunferencial, com carregamento externo em dutos de 18 polegadas de diâmetro externo, 3/8 de polegadas de espessura, construídos em API 5L Gr. X65. Os parâmetros devem ser validados através de reparos em dutos danificados, sendo que o reparo deve garantir uma vida em fadiga equivalente a 100 anos de operação e restituir a resistência de projeto ao carregamento estático.

2.2. Objetivos específicos

- Modelar e avaliar o defeito tipo moosa com cava pelo método de elementos finitos (MEF);
- Determinar parâmetros ideais para aplicação do reparo por dupla calha sem solda circunferencial e com carregamento externo nos dutos com base na literatura, normas e através do método de elementos finitos;
- Reproduzir o defeito moosa com cava em trechos de dutos íntegros, ou seja, nunca utilizados anteriormente em campo. A severidade do defeito deve ser representativa de modo a comparar dutos defeituosos sem reparo, com dutos defeituosos reparados;
- Estudar a influência da severidade do defeito referente à posição da cava na moosa;
- Avaliar o desempenho do reparo em escala real através de ensaios de fadiga hidrodinâmicos e de ensaios hidrostáticos e comparar resultados do duto reparado com o duto sem reparo, obtendo um reparo eficaz de forma eficiente.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Principais Ativos no Brasil

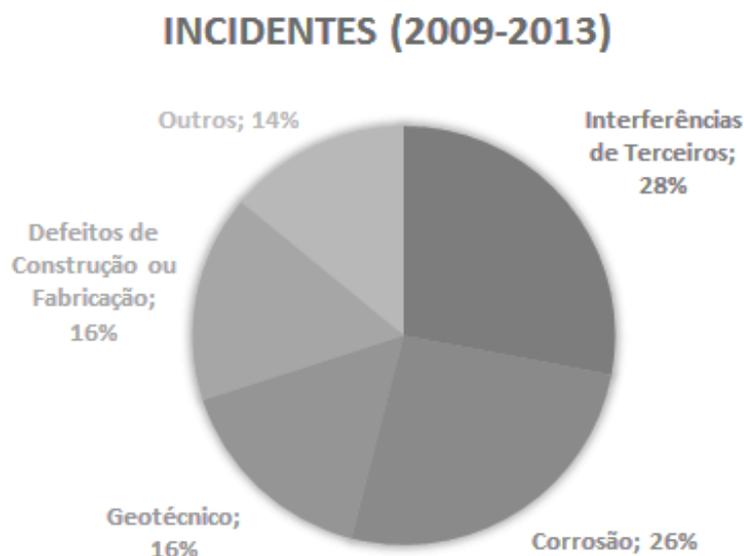
No Brasil, atualmente, a maior operadora de oleodutos e gasodutos é a Transpetro, que possui 14.668 km de dutos em operação. Desses, 7.517 km de oleodutos e 7.151 km de gasodutos, com capacidade de movimentar 807,7 milhões de m³ de petróleo, derivados e etanol por ano e 69,8 milhões de m³ de gás natural por dia (TRANSPETRO, 2015). Além da Transpetro, a Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil (TBG) é proprietária e operadora do gasoduto Bolívia-Brasil em território brasileiro, com 2.593 km de extensão e capacidade para transportar 30,08 milhões de m³ de gás natural por dia, com pontos de entrega em 5 estados brasileiros (TBG, 2015).

3.2. Segurança e incidentes em dutovias

O *European Gas Pipeline Incident Data Group* (EGIG) é um grupo formado por 17 das maiores empresas europeias de transporte de gás que possui dados de incidentes (vazamentos) em gasodutos desde 1970, tratando esses estatisticamente e auxiliando operadoras a gerenciar seus ativos de maneira mais segura e eficiente. Na Figura 3, são apresentados os dados de incidentes ocorridos nos ativos das empresas pertencentes ao EGIG, estratificados em função da causa de ocorrência.

Pode-se notar que a maioria das causas, 28%, está ligada a interferência de terceiros como, por exemplo, escavações em local inapropriado. A terceira maior causa de incidentes é devido a movimentações de solo (geotécnico), correspondendo a 16 % das causas de falha. Incidentes causados por interferências externas e movimentações de solo são caracterizados por consequências potencialmente severas, o que enfatiza sua importância para operadores de dutovias e autoridades (EGIG, 2015).

Figura 3: Incidentes estratificados em função da causa, ocorridos entre 2009 e 2013, em ativos das empresas pertencentes ao EGIG na Europa



Fonte: EGIG, 2015

Na Tabela 1, podem ser vistos os dados de falha primária, ou seja, taxa de falha anual para cada 1.000 km em dutos, estratificada em função da causa da falha. Esses dados foram coletados de ativos das empresas pertencentes ao EGIG, considerando 3 períodos de amostragem: 1970-2013, 2002-2013 e 2009-2013.

Tabela 1: Frequência primária de falhas nos ativos das empresas pertencentes ao EGIG, estratificada em função das causas

FREQUÊNCIA PRIMÁRIA DE FALHAS			
Causa	1970-2013 por 1.000 km.ano	2004-2013 por 1.000 km.ano	2009-2013 por 1.000 km.ano
Interferências de Terceiros	0,156	0,055	0,044
Corrosão	0,055	0,038	0,042
Defeito Construção/ Falha de Material	0,055	0,025	0,026
Erros Trepanação	0,015	0,006	0,009
Movimento Solo	0,026	0,020	0,024

Fonte: adaptado de EGIG, 2015

Não foram encontradas referências sobre a taxa de falhas de dutos em função de causas para as dutovias no Brasil, mas, se for realizado um comparativo das taxas computadas dos ativos europeus, pode-se extrapolar para os ativos brasileiros. Conforme capítulo 1.1, o Brasil possui, como principais gasodutos, 7.151 km operados pela Transpetro e 2.593 km operados pela TBG. Utilizando as frequências primárias de falha para os últimos cinco anos (2009 a 2013), pode ser computada cerca de uma falha a cada 1,5 anos, considerando as causas de interferências de terceiros e movimentação de terra.

A segurança na operação de dutos é de vital importância, pelo fato de que os acidentes ocorridos podem ser de grandes proporções, como no caso do acidente ocorrido em 18 de janeiro de 2000 no oleoduto PE-II na Refinaria Duque de Caxias, onde ocorreu o vazamento de 1292 m³ de óleo combustível MF380. O acidente gerou uma mancha de óleo que se estendeu por uma faixa de mais de 50km², destruindo vários ecossistemas (EICHLER, B. B. et al, 2003).

Defeitos como *mossa* e *mossa com cava* podem ser extremamente perigosos, se não forem tratados de maneira adequada. Em 2004, na Bélgica, houve a explosão de um gasoduto da Companhia de Distribuição de Gás Belga, de aproximadamente 39", que transportava mais de 1,6 milhões de m³ de gás por hora. Essa explosão causou a morte de 15 pessoas e deixou centenas feridas (MELLER, 2014). A causa do acidente foi o amassamento da linha causado por uma máquina agrícola, que inicialmente não interrompeu o funcionamento da linha, mas acabou rompendo quando a pressão do duto foi elevada (NOGUEIRA, 2014).

3.3. Ocorrência de Defeitos

A Norma Técnica Petrobras N-2737 (2014) traz uma tabela com os danos previstos para tubulações em serviço, que são: vazamento em pites ou perfurações de pequeno diâmetro, ruptura, corrosão extrema, corrosão interna, cava, sulco ou abertura de arco, empolamento, dupla laminação ou inclusão, trinca axial ou trinca circunferencial, *mossa* simples ou *mossa com corrosão*, *mossa com cava*, sulco ou trinca, *mossa com dobra*, *mossa sobre a solda circunferencial* ou *mossa sobre a solda longitudinal*, flambagem local, flambagem global e enrugamento.

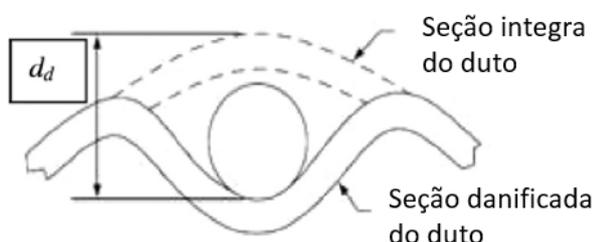
Mossa é uma depressão que produz uma grave distorção na curvatura de um tubo, causado pelo contato com um corpo externo, resultando em deformações plásticas na parede do duto, causando concentração local de tensões e deformações (ALLOUTI; SCHMITT;

PLUVINAGE, 2014). Uma moosa pode ser classificada como moosa simples (sem outro tipo de defeito associado) ou moosa combinada a outros defeitos, como cava, sulco trinca ou dobra. Mossas simples são consideradas como defeitos pouco críticos, visto que têm pouca influência na resistência dos dutos por não requererem reparo até a profundidade de 6 % do diâmetro nominal do duto (ASME B31.4, 2006). Esse comportamento das mossas simples pode ser verificado através dos resultados obtidos no estudo conduzido pelo PRCI (*Pipeline Research Council International, Inc.*), no qual foram executados 44 testes hidrostáticos em 44 dutos contendo mossas simples e a pressão de ruptura foi bastante semelhante a do duto íntegro, (ESCOE, 2006).

Allouti, Schmitt e Pluvinage (2014) também encontraram pressões de rupturas em dutos com defeitos de moosa e moosa com cava semelhantes à pressão de ruptura de um duto íntegro. Mossas são bastante perigosas se ocorrerem em soldas longitudinais, visto que trincas podem ocorrer durante a geração do defeito, causando pressões de ruptura bastante baixas (ESCOE, 2006).

Segundo Alexander (1999), as variáveis críticas relacionadas a mossas simples são: profundidade da moosa (d_d); distância entre a seção não danificada do duto em relação à seção danificada medida radialmente (ver Figura 4); geometria do duto, ou seja, relação entre diâmetro e espessura de parede do duto; curvatura do perfil da moosa; pressão de serviço e range de pressões de operação.

Figura 4: Definição de profundidade da moosa



Fonte: adaptado de ALLOUTI; SCHMITT; PLUVINAGE, 2014

Uma imagem de um duto com moosa pode ser vista na Figura 5. Um exemplo de superfície interna do defeito tipo moosa pode ser visto na Figura 6 b.

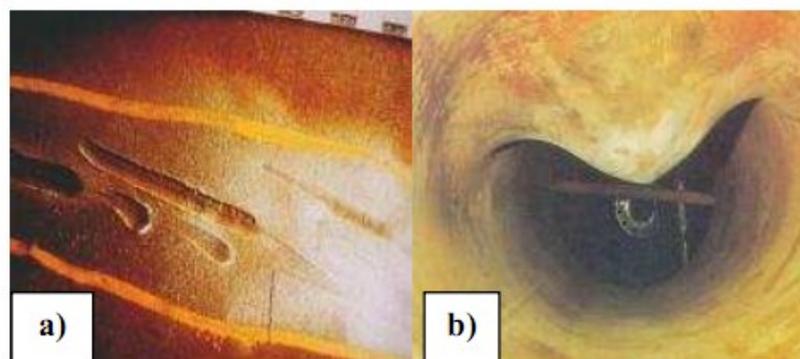
Figura 5: Defeito tipo moosa



Fonte: adaptado de EA SERVICES, 2015

Uma cava é caracterizada pela remoção de material da superfície do duto e encruamento da base do defeito. A geometria da cava é caracterizada por uma grande razão entre comprimento e largura. Esse defeito é também caracterizado por possuir ângulo final bastante agudo, razão pela qual algumas referências o modelam como uma trinca. O defeito tipo cava é considerado como um defeito severo (ALLOUTI; SCHMITT; PLUVINAGE, 2014), sendo que, tipicamente, cavas são encontradas combinadas com mossas devido à natureza do dano mecânico (ESCOE, 2006).

Figura 6: Defeito tipo cava (A) e defeito tipo moosa (B)



Fonte: KÜCHLER, 2009

3.4. Manutenção de Dutos

Danos causados por meios mecânicos, tais como moxa e moxa contendo outros tipos de defeitos (como moxas com cavas), são exemplos de casos mais severos de danos encontrados em dutos. Em muitos casos, é necessário realizar o reparo do duto por meio da substituição do trecho danificado ou por meio de reparos. Porém, em alguns casos, a combinação de técnicas de inspeção detalhadas com a avaliação pode mostrar que o dano é aceitável (MACDONALD et al., 2007).

Nos casos em que a inspeção e a avaliação do defeito foram realizadas e foi constatada a necessidade de reparo, é preciso definir qual método será utilizado. Tecnicamente, a substituição do trecho danificado é a maneira mais conservadora empregada, mas implicam altos custos de manutenção, parada de operação para liberação da linha e também lucro cessante. Contudo, existem alternativas de reparo amplamente estudadas que permitem uma manutenção segura sem a necessidade de interrupção na operação. Esses métodos de reparo estão disponíveis na literatura (COSHAM; HOPKINS, 2004; N-2737, 2014; PRCI, 2006).

O PRCI (2006) traz vários métodos utilizados para o reparo de dutos, muitos através dos quais não se faz necessário a parada da linha como esmerilhamento para reduzir a severidade do defeito, instalação de um dispositivo de fechamento para sanar o vazamento, luva de material compósito, aplicação de depósito com solda e reforço da região danificada com uma luva envolvente. Esse último método mostra-se extremamente vantajoso em muitos casos, visto que permite a inclusão de tensões compressivas na região defeituosa, o que aumenta o desempenho do duto a carregamentos hidrostáticos e hidrodinâmicos.

3.5. Evolução dos reparos na indústria

Nas décadas de 1950 e 1960, a segurança em dutos de transporte nos Estados Unidos tornou-se mais relevante por ser um sistema muito extenso e antigo (COSHAM; HOPKINS, 2004). No início da década de 1970, a *American Gas Association* conduziu um projeto avaliando a eficiência de reparos envolventes. Os resultados desse projeto mostram que, se o reparo for aplicado adequadamente, restaura ao menos 100 % da tensão mínima de escoamento especificada (SMYS) na região defeituosa (PRCI, 2006).

A partir da década de 1970, os operadores dos sistemas de transmissão de óleo e gás iniciaram o uso de equipamentos utilizados na inspeção de dutos capazes de localizar e mensurar os defeitos em oleodutos e gasodutos em operação. A partir desse momento, tornaram-se necessárias melhores técnicas para avaliação e reparo desses dutos. Diante desse panorama, existiam alguns consensos sobre quais seriam as melhores práticas para reparo de alguns tipos de defeitos, a exemplo da ASME B31G a qual era considerada a melhor prática referente a danos causados por corrosão. No entanto, não havia um consenso sobre quais seriam as melhores práticas para todos ou para a maioria dos defeitos (COSHAM; HOPKINS, 2004).

Um projeto conduzido em conjunto por 18 empresas do ramo do petróleo (incluindo a *Shell Global Solutions*, Petrobras, DNV, entre outras) desenvolveu um guia com as melhores práticas disponíveis para a avaliação e reparo dos defeitos mais comuns (corrosão, moessa, cavas, defeitos em soldas, etc.) em tubulações em serviço. Esse manual, *Pipeline Defect Assessment Manual* (PDAM), foi concluído em 2003 (COSHAM; HOPKINS, 2004).

Existem muitos produtos comerciais para a aplicação de reparos em dutos em campo. A empresa PetroSleeve possui um reparo que consiste em duas calhas que são montadas concêntricamente ao duto e então unidas através de soldas longitudinais, sendo que não há soldagem entre as calhas e o duto, conforme pode ser visto na Figura 7. A PetroSleeve também utiliza diferença de temperatura para induzir tensões compressivas no duto a ser reparado.

Figura 7: Reparo comercial executado pela empresa PetroSleeve



Fonte: SMYTH; SPITZMACHER, 2002

A empresa *PLP Pipeline Products and Services Ltd*, assim como a *PetroSleeve*, possui um reparo comercial com dupla calha. Entretanto, utiliza atuadores hidráulicos para induzir tensões compressivas no componente reparado, Figura 8.

Figura 8: Reparo comercial executado pela empresa PLP.



Fonte: PLP, 2015

Largamente utilizado também no mercado são os reparos semirrígidos em material compósito. Esse tipo de reparo normalmente é aplicado com camadas alternadas de resina e tecido de fibra de vidro. Alguns exemplos de empresas que aplicam reparo semirrígido são: Clock Spring (2015), E.A. Services (2015) e Rust Engenharia (2015).

3.6. Parâmetros e normas

No Brasil, a norma mais relevante, no tocante à manutenção de oleodutos e gasodutos, é a Petrobras N-2737 (2014) (Manutenção de Oleoduto e Gasoduto Terrestre). A N-2737 (2014) traz três classes de reparos admissíveis para tubos de condução:

- Reparos de contingência: conter ou prevenir vazamentos para permitir condicionamento da linha para posterior aplicação de reparos temporários ou permanentes;
- Reparos temporários: servem para reforçar a região danificada e devem ser substituídos em um prazo não superior a dois anos;
- Reparos permanentes: servem para recompor integralmente a resistência mecânica do duto.

Ainda, segundo a norma N-2737 (2014), são previstos os seguintes Métodos de Reparo de Tubos de Condução: braçadeiras com grampos; braçadeiras com pino centralizador; braçadeiras mecânicas parafusadas; esmerilhamento: remoção mecânica do defeito (disco rotativo ou ponta montada); enchimento com solda; luva de material compósito; bacalhau; dupla calha, com ou sem solda circunferencial; troca de trecho e outros métodos de reparo.

Para o reparo por dupla calha, com ou sem solda circunferencial, devem ser observados os seguintes requisitos: o comprimento mínimo da calha deve ser suficiente para envolver a região defeituosa, somado de 50mm mínimos para cada lado do defeito; a espessura da dupla calha deve ser dimensionada para a condição de projeto do duto; para reparos em defeitos do tipo moosa ou corrosão externa, antes da aplicação do reparo, a região defeituosa deve ser preenchida com massa epóxi; para a fabricação das calhas, os materiais devem ter certificados de fabricação indicando composição química e propriedades mecânicas. Em caso de indisponibilidade do certificado, os materiais para a fabricação das calhas devem ser analisados e ensaiados para a determinação das propriedades mecânicas.

Antes da instalação, as calhas devem ser inspecionadas visualmente, dimensionalmente, por partículas magnéticas e por ultrassom; para aplicação do reparo do tipo dupla calha sem solda circunferencial, a pressão de operação deve ser reduzida para no mínimo 80 % da pressão máxima de operação (prática recomendada); a aplicação de reparo do tipo dupla calha em defeitos moosa com cava, sulco ou trinca pode ser permanente, dependendo do grau de severidade do defeito e desde que trincas, cavas e sulcos sejam removidos por esmerilhamento e inspecionados.

Defeitos tipo moosa devem ser removidos ou reparados quando em profundidade superior a 6mm de profundidade para dutos até NPS4 ou mossas acima de 6 % do diâmetro para dutos de tamanho acima de NPS4 (ASME B31.4, 2006).

A Norma ASME B31.4 (2006) permite que alguns tipos de defeitos, tais como cavas, possam ser reparados via esmerilhamento desde que observados certas premissas: (i) A transição da área reparada por esmerilhamento deve ser adoçada com ângulo de saída de 4 para 1; (ii) A remoção completa do defeito deve ser confirmada por inspeção visual associada a ensaios não destrutivos por partículas magnéticas ou líquido penetrante. (iii) Medição de espessura e comprimento longitudinal para garantir conformidade com os limites. (iv) Defeito

deve ser completamente removido não ultrapassando a profundidade máxima de 40 % da espessura nominal do duto.

Mossas contendo cavas também devem ser removidas ou reparadas, sendo que o limite para reparo é uma mocha com profundidade de 6 % do diâmetro externo do duto associada a uma cava com profundidade já reparada de 40 % da espessura nominal do duto (ASME B31.4, 2006).

Defeitos do tipo cava, dobra ou arco elétrico podem ser reparados por meio de dupla calha, desde que o espaço entre o duto e a luva na região defeituosa seja preenchido por resina epóxi ou poliéster. É necessário também que o defeito seja completamente removido por esmerilhamento e confirmado via inspeção visual e ensaios não destrutivos.

A API 579 (2000) permite a avaliação de mossas simples desde que a profundidade da mocha não ultrapasse 7 % do diâmetro externo do duto. Mossas combinadas com cavas também são possíveis de serem avaliadas nos níveis 1 e 2, sob determinadas condições (ALLOUTI; SCHMITT; PLUVINAGE, 2014):

- (i) Duto tratado como uma casca cilíndrica satisfazendo os seguintes critérios:

$$168\text{mm} \leq D_e \leq 1050\text{mm}$$

$$5\text{mm} \leq t \leq 19\text{mm}$$

- (ii) Componente submetido apenas à carga de pressão interna, sendo que cargas externas são consideradas desprezíveis.
- (iii) Componente construído de aço carbono com $SMYS \leq 482$ MPa.

Para os critérios acima, temos que:

D_e Diâmetro externo do duto
 t Espessura do duto
 $SMYS$ Tensão mínima de escoamento

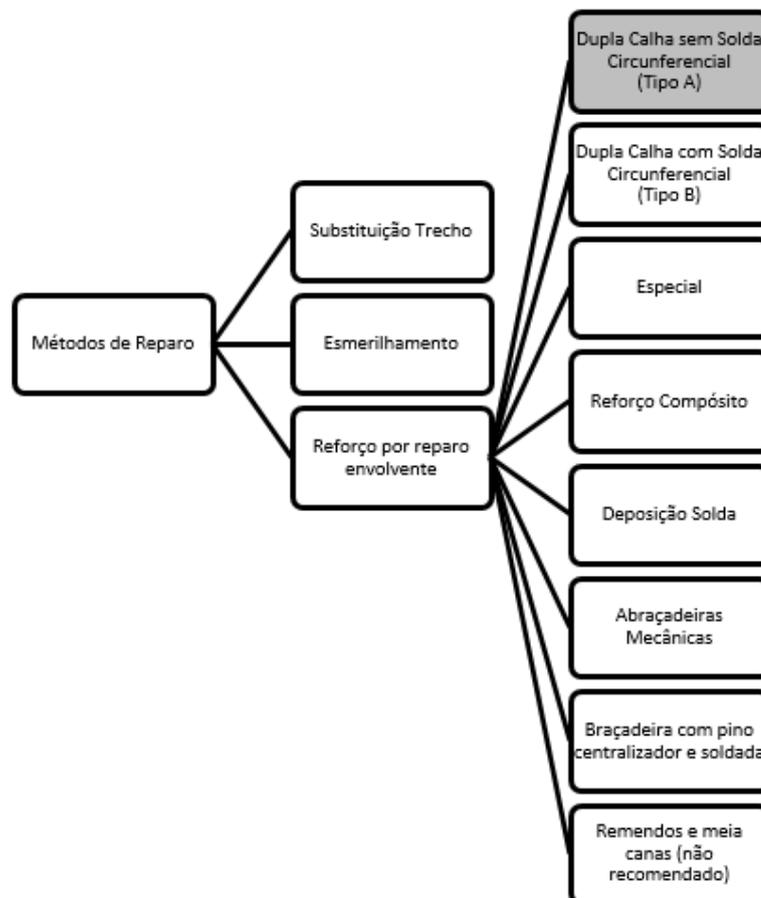
O manual *Pipeline Defect Assessment Manual* (PDAM) orienta como avaliar diversos tipos de defeitos, incluindo mocha com cava. Carregamentos tipo pressão interna, pressão externa, esforço axial e flexão são também considerados para avaliação dos defeitos (COSHAM; HOPKINS, 2004).

Para o defeito de mocha com cava orientada longitudinalmente, submetido a carregamento estático, o PDAM orienta a utilização do modelo de fratura para mocha-cava (HOPKINS, 1992; ROOVERS et al., 2000).

Não foram encontradas referências em normas e na literatura a respeito da posição da cava na mocha. Neste trabalho, posteriormente, será discutida a influência que a posição da cava, em relação ao centro da mocha, possui sobre a vida em fadiga do componente.

Segundo PRCI (2006), os métodos de reparo de dutos podem ser resumidos conforme apresentado esquematicamente na Figura 9. A escolha do tipo de reparo a ser aplicado depende principalmente do defeito e das condições de liberação da linha para reparo. Será dada ênfase no reparo por dupla calha sem solda circunferencial, denominado Tipo A por PRCI, 2006. Uma configuração típica do reparo por dupla calha pode ser vista na Figura 2.

Figura 9: Resumo dos reparos



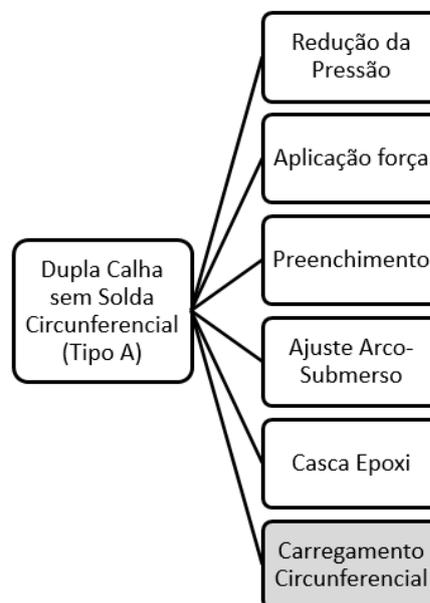
Fonte: PRCI, 2006

Esse tipo de solução possui como grande vantagem a possibilidade de aplicação do reparo sem a necessidade de soldar as calhas circunferencialmente ao tubo. Pode ser aplicado como um reparo permanente (N-2737, 2014) e para defeitos curtos (defeitos com comprimentos menores que $\sqrt{20 \times D_e \times t}$, onde D_e é o diâmetro da tubulação e t é a espessura), o reparo não necessita ser muito robusto. A desvantagem é que não pode ser aplicado em defeitos com vazamentos nem em defeitos orientados circunferencialmente, uma vez que não possui efeito nas tensões longitudinais.

Para que o reparo seja eficiente, as calhas devem reforçar a área do duto danificado, restringindo as tensões circunferenciais o máximo possível, sendo instaladas de forma a reduzir o espaço entre as calhas e o duto a ser reparado e posicionadas da forma mais firme possível. PRCI (2006) apresenta algumas sugestões para aumentar a eficiência do reparo por dupla calha, sendo essas listadas na

Figura 10. Será dada ênfase para o reparo por dupla calha especial com carregamento circunferencial.

Figura 10: Métodos para aumentar a eficiência do reparo do por dupla calha



Fonte: PRCI, 2006

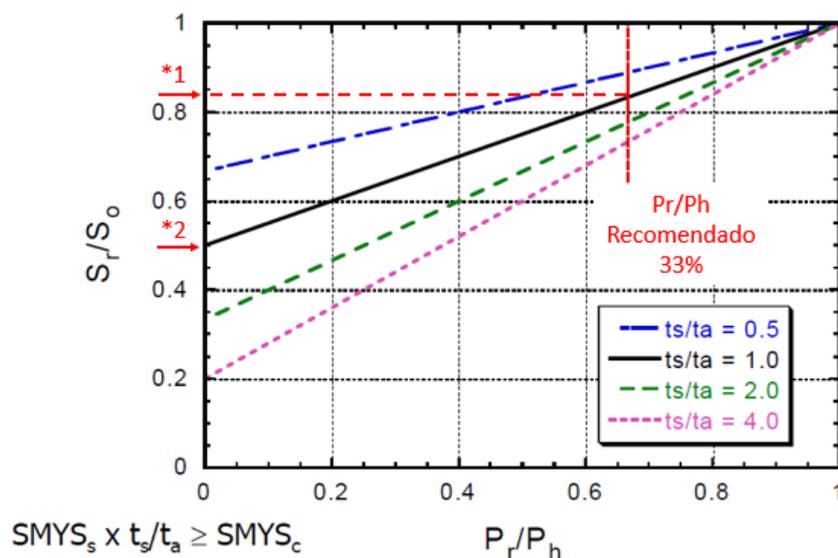
3.6.1. Influência da Redução da Pressão Interna no Momento da Aplicação do Reparo

Conforme discutido no último capítulo, o objetivo do reparo por dupla calha é reforçar a região do defeito de maneira que parte do carregamento que o duto suporta em serviço seja transferido para o reparo e assim permitindo a operação segura do duto. Uma das maneiras de aumentar a eficiência do reparo é reduzindo a pressão de operação do duto durante a aplicação do reparo, ver

Figura 10.

Com o objetivo de demonstrar a maneira que a redução da pressão de operação do duto durante a aplicação do reparo aumenta sua eficiência, na Figura 11 (PRCI, 2006) são apresentadas relações teóricas entre as tensões no duto e no reparo, pressão durante aplicação do reparo e espessura de parede do duto e do reparo.

Figura 11: Relações teóricas entre as tensões no duto e reparo, pressão do duto durante aplicação do reparo e espessura de parede do duto e do reparo. Em que P_r/P_h é a relação entre a pressão do duto no momento da aplicação do reparo e a pressão de projeto; S_r/S_o é a relação entre a tensão circunferencial no duto após a aplicação do reparo e a tensão circunferencial no duto sem a aplicação do reparo; t_s/t_a é a relação entre a espessura da parede da calha e a espessura da parede do duto.



*1 – Carga transmitida de aproximadamente 15%

*2 – Carga transmitida de aproximadamente 50%

Fonte: adaptado de PRCI, 2006

Para a Figura 11, temos que:

ta Espessura real do duto;

ts	Espessura da parede das calhas utilizada para o reparo;
So	Tensão circunferencial no duto;
Sr	Tensão circunferencial no duto, após a instalação da dupla calha;
Pr	Pressão no momento de aplicação do reparo;
Ph	Pressão de projeto do duto, sem a presença do defeito;
SMYSc	Mínima tensão de escoamento do duto;
SMYSs	Mínima tensão de escoamento do reparo;

Na Figura 11, pode-se verificar que, para uma redução de pressão do duto durante aplicação do reparo na ordem de 33 % da pressão de projeto e para espessura da calha igual à espessura de projeto do duto, ($t_s/t_a=1$), a tensão no duto é reduzida somente na ordem de 15 % (*1 da Figura 11). Ainda, para esse caso, aplicando o reparo com uma pressão no duto igual a zero, a transferência do carregamento do duto para o reparo chegaria no máximo a 50 % (*2 da Figura 11).

Segundo o PRCI (2006), normalmente, os carregamentos transmitidos do duto para o reparo são ainda menores que os mostrados na Figura 11, sendo essas condições para ajuste perfeito entre duto e calhas. Ainda segundo PRCI (2006), condições reais de aplicação do reparo, como encaixe entre luva e duto e preenchimento inadequado dos espaços entre luva e duto com resina, podem reduzir a eficiência do reparo em até 15 %. A relação $SMYS_s \times t_s/t_a \geq SMYS_c$ indica que a resistência mecânica circunferencial do reparo deve ser no mínimo igual à resistência mecânica circunferencial do duto íntegro, ou seja, sem a presença do defeito.

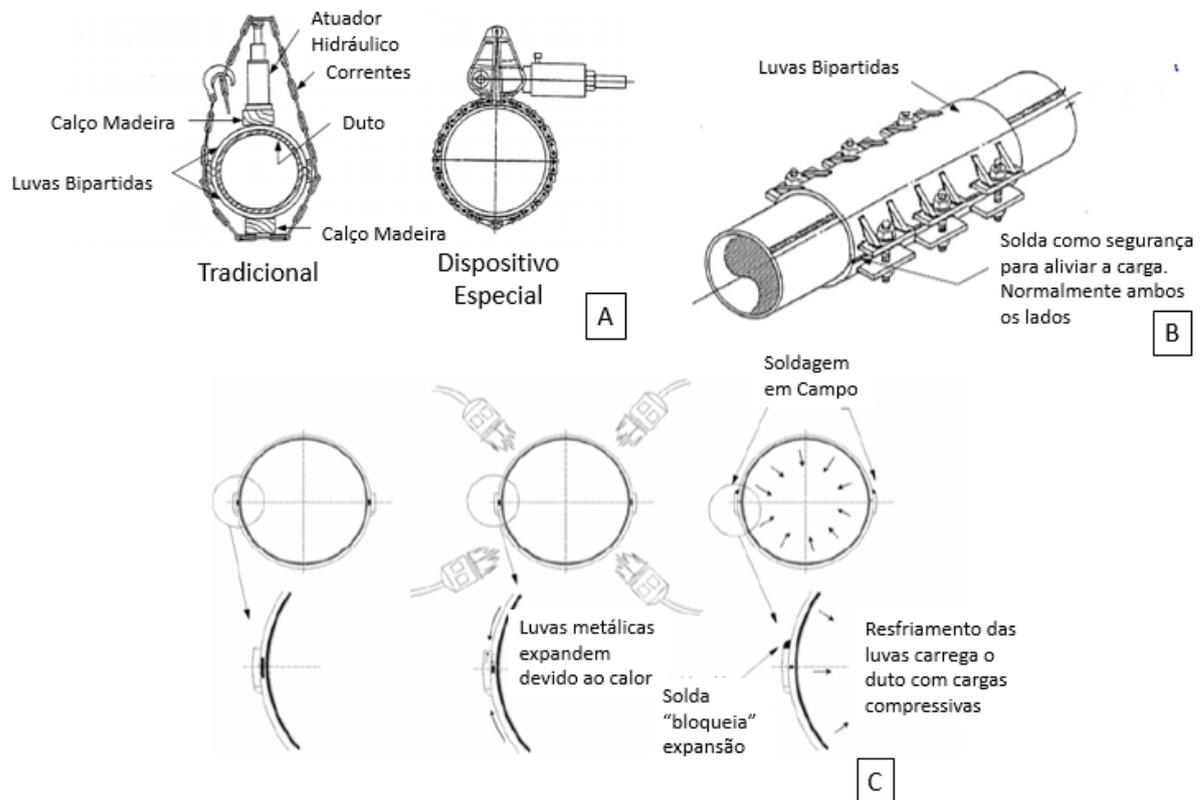
3.6.2. Dupla calha com carregamento circunferencial e preenchimento da região defeituosa

Um tipo especial de reparo por dupla calha prevê carregamento mecânico externo circunferencial. Esse processo de aplicação de reparo tem por objetivo principal manter a região defeituosa do duto sob tensão compressiva circunferencial, sendo o reparo responsável por suportar o carregamento da pressão de operação do duto. Uma vez que não existam tensões

trativas na região defeituosa a níveis específicos, não existe força para propagar o crescimento de trincas (PRCI, 2006).

Esse tipo de reparo envolve a instalação de duas calhas sobre a região defeituosa do duto, sendo então aplicada uma tensão compressiva circunferencial até certo nível, através do emprego de abraçadeiras, atuadores hidráulicos e correntes, orelhas e parafusos ou aquecimento das calhas. Detalhes típicos de aplicação do reparo por dupla calha podem ser vistos na Figura 12. Após a compressão, as calhas são então soldadas longitudinalmente e, então, a carga é aliviada. Adicionalmente ao processo de aperto, é utilizado o artifício de redução da pressão de operação do duto para auxiliar na transmissão de carregamento do duto para o reparo.

Figura 12: Métodos de aplicação do reparo especial por dupla calha. A: atuadores hidráulicos e correntes; B: Orelhas e parafusos; C: Diferencial de temperatura



Fonte: adaptado de PRCI, 2006

3.7. Estudos relacionados

Diversos trabalhos vêm sendo desenvolvidos no sentido de caracterizar e otimizar as técnicas de reparo em dutos com a intenção de prolongar a vida dos ativos e tornar as operações

de manutenção mais seguras e confiáveis. Meniconi et al. (2004) desenvolveram um estudo comparando dois processos diferentes de aplicação do reparo dupla calha (Tipo A segundo PRCI, 2006), sendo o primeiro o processo térmico através do aquecimento das calhas com maçaricos e o segundo o processo mecânico por meio de atuadores hidráulicos.

Nesse estudo, Meniconi et al. (2004) desenvolveram modelos numéricos para definir o método mais eficiente para aplicação do reparo, se processo térmico ou mecânico, sendo que o último se mostrou mais eficiente. Em seguida, foram produzidos corpos de prova em escala real com quatro tipos de defeitos típicos: trinca, perda de espessura por corrosão, moosa e moosa com cava. Nos corpos de prova, foram aplicados reparos por duplas calhas, através do processo mecânico.

A eficiência dos reparos foi avaliada através de ensaios hidrostáticos e de ensaios de fadiga por pressão interna. Como resultado, verificou-se que o método de aplicação do reparo por dupla calha, através do método de carregamento mecânico por meio de atuadores hidráulicos, mostrou-se mais eficiente do que a aplicação desse mesmo reparo pelo método térmico com aquecimento com maçaricos.

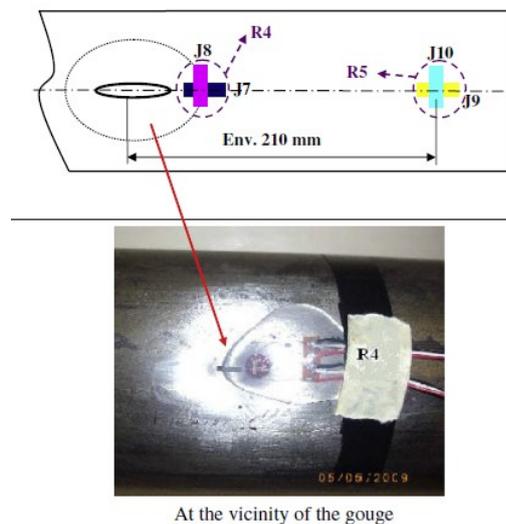
A aplicação mecânica mostrou-se eficiente para os quatro defeitos típicos testados. Dessa forma, a razão de esforço em relação à pressão de teste hidrostático foi de 139% no mínimo, sendo que todos os corpos de prova romperam fora da região defeituosa durante os ensaios hidrostáticos.

Otegui et al. (2002) estudaram a aplicação de múltiplos reparos em tubulações e sua influência na integridade estrutural de linhas em operação. Foram realizados estudos experimentais através de 6 ensaios de explosão abrangendo 20 reparos. Em complemento aos trabalhos experimentais, foram realizados estudos através do método de elementos finitos de modo a estender as análises a outras geometrias e condições de carregamentos. De acordo com os resultados experimentais e numéricos foi possível concluir que a confiabilidade dos reparos é fortemente influenciada pelo procedimento de reparo, porém não existe influência significativa entre reparos sucessivos desde que estes estejam distantes ao menos o equivalente a meio diâmetro.

Allouti, Schmitt e Pluvillage (2014) estudaram a influência da profundidade do defeito tipo moosa, combinada com cava, na pressão de ruptura de dutos através de ensaios

hidrostáticos, sem a presença de reparos. Foram avaliados 5 corpos de prova em aço carbono A37, diâmetro externo de 88,9 mm, comprimento de 600 mm e espessura de parede de 3,2 mm. O estudo foi conduzido comparando-se o resultado de testes experimentais com modelos numéricos. Os resultados dos testes experimentais indicaram não haver variação significativa na pressão de ruptura quando comparados dutos íntegros e dutos danificados. Quanto a geometria do defeito, os autores posicionaram a cava exatamente no centro da moosa, conforme pode ser visto na Figura 13.

Figura 13: Cava localizada no centro da moosa



Fonte: adaptado de ALLOUTI; SCHMITT; PLUVINAGE, 2014

3.8. Fadiga

Os carregamentos cíclicos responsáveis pelas falhas por fadiga em componentes estruturais ocorrem devido a flutuações em cargas mecânicas e/ou térmicas com a operação do sistema (CHOPRA; SHACK, 2003).

A maioria dos estudos conduzidos com respeito a reparos em dutos por reforço metálico envolvente avalia seu desempenho em ensaios estáticos, sendo que o desempenho em fadiga é apenas avaliado em estudos mais aprofundados. PRCI (2006) recomenda que os reparos aplicados em tubulações sujeitas a variações de pressão devem ter sua vida em fadiga avaliada de maneira a definir um período adequado de operação.

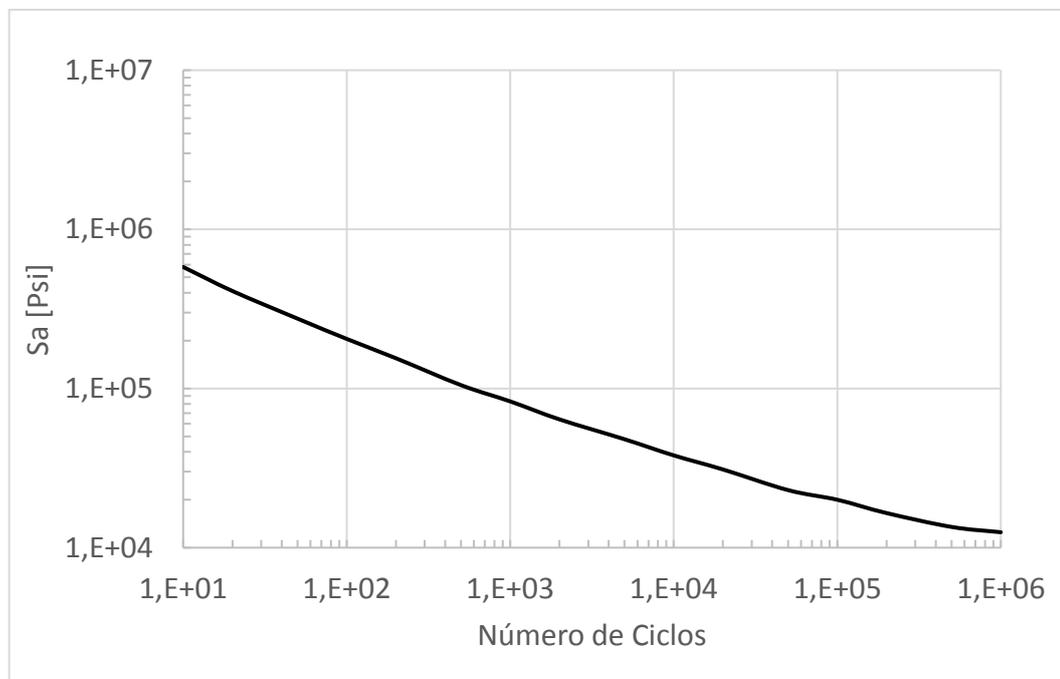
3.8.1. Curvas S-N

Durante a década de 1850 e 1860, o engenheiro August Wöhler desenvolveu um gráfico para avaliar os resultados de testes de fadiga em eixos de trens sujeitos à flexão rotativa (FADEL, 2010). A curva de Wöhler, também conhecida como curva S-N, relaciona a tensão aplicada em função do número de ciclos necessários para que ocorra a ruptura do material.

Uma das contribuições do trabalho desenvolvido por Wöhler foi a introdução do conceito de que, limitando-se a amplitude de tensão até um determinado valor, a vida em fadiga seria virtualmente infinita. Esse conceito é válido para alguns materiais como ligas ferrosas e ligas de titânio (VELLOSO, 2009).

A ASME VIII (2007) traz, em seu anexo 3.F, curvas S-N para projeto de estruturas em sete condições operacionais e diferentes materiais em termos de funções polinomiais. Uma dessas condições é a função polinomial aplicada a aços baixa liga e temperatura não excedendo 371°C e $\sigma_{esc} \leq 552\text{MPa}$. O número de ciclos (N) em função da Solicitação (S_a) é disposto na Tabela 3.F.10 da ASME VIII (2007) e, para melhor visualização, apresentado na Figura 14:

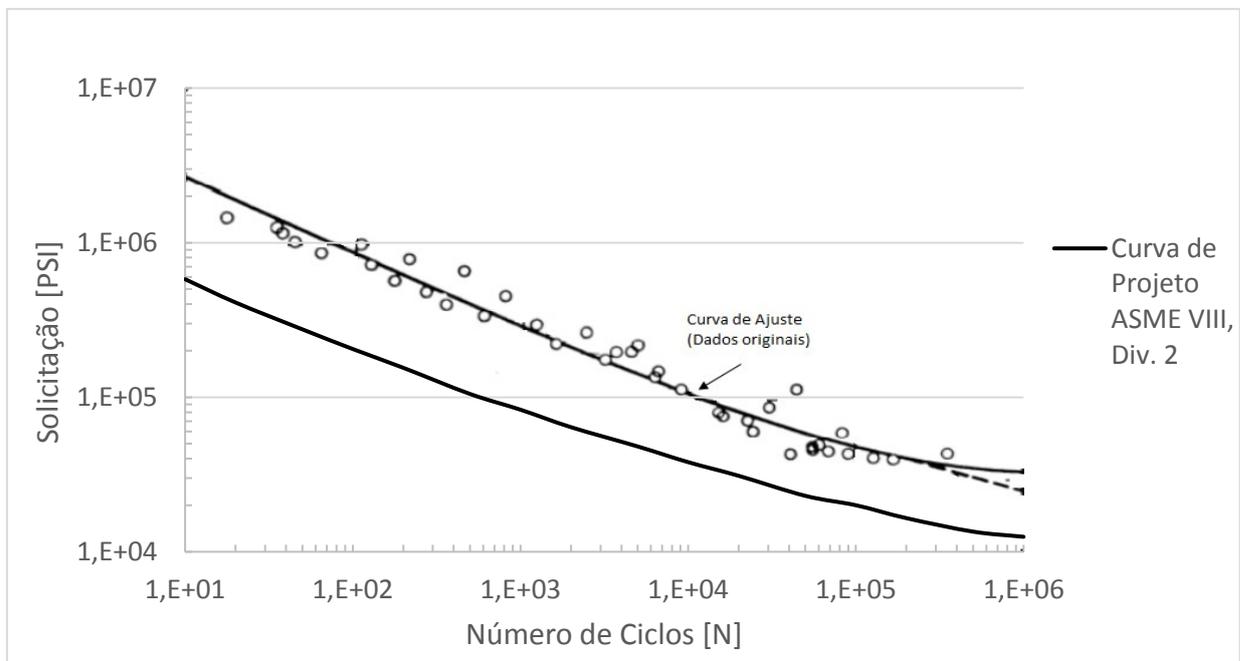
Figura 14: Curva S-N para aços baixa liga, temperatura não excedendo 371°C



Fonte: curva construída com dados apresentados na Tabela 3.F.10 da ASME VIII (2007)

A curva de projeto apresentada na Figura 14 foi obtida a partir da curva de ajuste dos dados de ensaios experimentais, adicionando-se os seguintes fatores de segurança: cada ponto tem sua amplitude de carregamento dividido por um fator de 2 ou tem o número de ciclos dividido por 20, o que for mais conservador (CHOPRA; SHACK, 2003). Na Figura 15, pode ser vista a curva de ajuste com os dados originais e a curva para projeto apresentada no anexo 3F da ASME VIII (2007). O fator de segurança de redução no número de ciclos em 20X é devido a três outros fatores, sendo eles dispersão dos dados (2X), efeitos de escala (2,5X) e acabamento superficial e ambiente (4X).

Figura 15: Curva de ajuste com os dados originais e a curva para projeto apresentada no anexo 3F da ASME VIII (2007)



Fonte: adaptado de PAULIN RESEARCH GROUP, 2015

É importante salientar que as curvas de fadiga apresentadas na ASME VIII (2007) são baseadas em testes com deformação controlada, pequenas amostras polidas, temperatura ambiente em ar, sendo que os dados apresentados para a curva de ajuste dos dados originais dos ensaios é o número de ciclos necessários para desenvolver uma trinca de 3mm (CHOPRA; SHACK, 2003).

3.9. Colapso

Ensaio hidrostático monotônico até a ruptura é o método mais comumente utilizado para avaliar a severidade de defeitos em uma tubulação ou avaliar a eficiência de algum reparo. A avaliação do esforço necessário para romper um duto contendo defeitos de cava teve início nos anos de 1960 e 1970, através dos trabalhos conduzidos por Battelle, culminando com as equações da NG-18. Uma moosa contendo cava é um tipo extremamente severo de defeito. A resistência estática de um duto contendo apenas moosa ou contendo apenas cava é maior do que a resistência estática de um duto contendo a combinação dos dois defeitos (COSHAM; HOPKINS, 2002).

Para dutos de parede fina ($R/t \geq 10$), a tensão circunferencial de um componente esférico ou cilíndrico pode ser analiticamente calculada através da Equação 1, (GERE, 2003). O cálculo analítico da pressão de ruptura de um duto pode ser calculado considerando a tensão circunferencial (σ_c) igual ao limite de resistência do material.

$$\sigma_c = \frac{P \times R}{t} \quad (1)$$

Para a Equação 1, temos que:

σ_c Tensão Circunferencial

P Pressão Interna

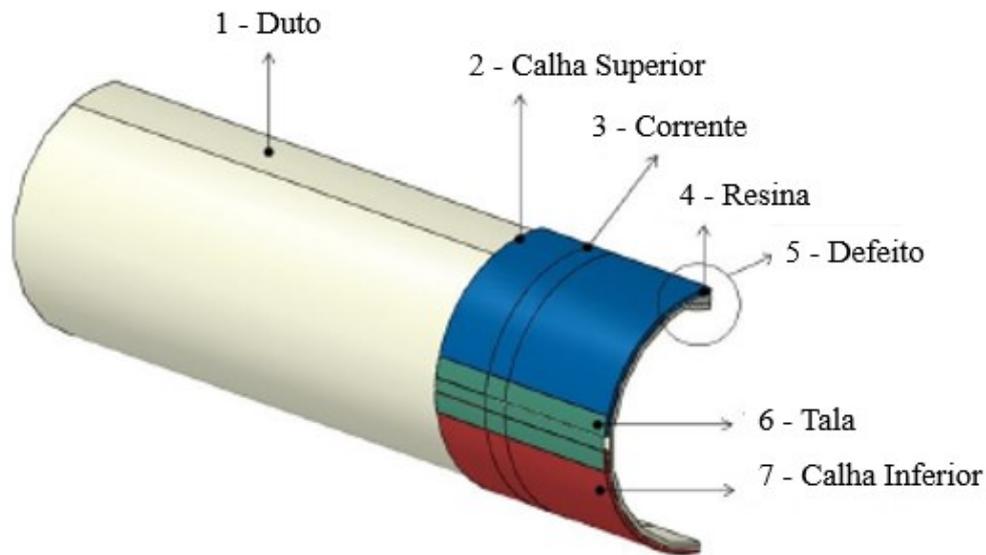
R Raio do Duto

t Espessura.

3.10. Modelos Numéricos

Mosquen et al. (2013) realizaram um estudo através do método de elementos finitos com o objetivo de avaliar qual a melhor combinação de parâmetros para aplicação do reparo por dupla calha. Nesse estudo, foi considerado um modelo com $\frac{1}{4}$ de simetria a fim de reduzir o esforço computacional. Os componentes utilizados podem ser vistos na Figura 16. A Tabela 2 traz as características do modelo numérico para cada um dos componentes.

Figura 16: Representação esquemática da técnica de reparo por dupla calha



Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2013

Tabela 2: Propriedades para os componentes do modelo

Componente	Característica Geométrica	Quantidade de Elementos
Duto	Sólido	17888
Resina	Sólido	1062
Calha	Sólido	2800
Tala de União	Casca	224
Dispositivo de Aperto	Membrana	780

Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2013

Para a elaboração do modelo, foi considerado o material API 5L Gr. X56 para o duto, calhas e talas. A resina de preenchimento do defeito adotada foi a *Huntsman epoxy resin SW 404/HY2404*. O dispositivo de aperto foi modelado como membrana a fim de representar o comportamento mecânico das correntes. Foi considerado um duto de 18" de diâmetro externo, com 3 metros de comprimento e 3/8" de espessura de parede e um defeito esférico tipo mocha com profundidade de 20% do diâmetro externo, sendo que os demais parâmetros foram variados conforme cada um dos dez diferentes casos. As propriedades mecânicas utilizadas nas simulações podem ser verificadas na Tabela 3.

Tabela 3: Propriedades mecânicas para os componentes envolvidos nas simulações

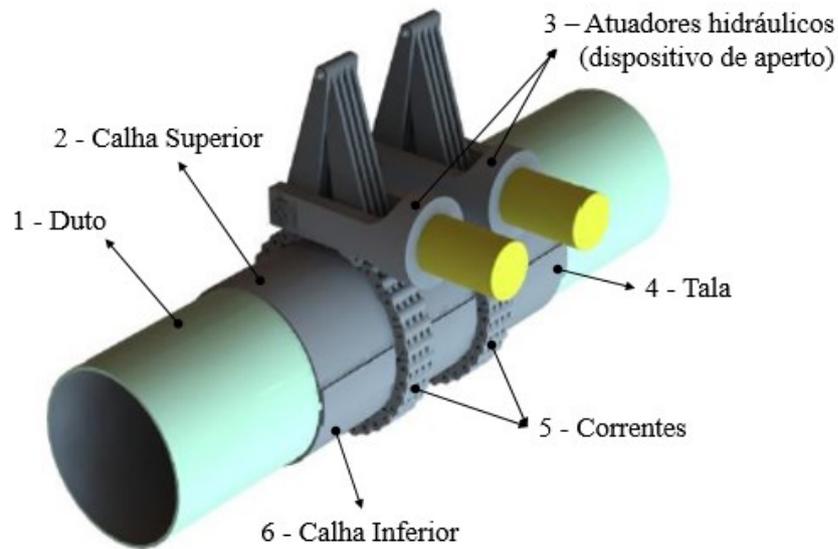
Material	API 5L Gr. X-56	SW 404 (Resina)
Modulo de Young [GPa]	210	4,147
Coefficiente de Poisson	0,3	0,45
Tensão de Escoamento [MPa]	399	227
Limite de Resistência [MPa]	543	510
Deformação Plástica Máxima [mm/mm]	0,27	0,12

Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2013.

Dez modelos numéricos diferentes foram avaliados, sendo provenientes da variação de cinco parâmetros: largura da corrente (50 mm, 100 mm e 220 mm), distância entre as correntes (300 mm, 450 mm e 600 mm), espessura da luva (3/8", 9/16", 3/4" e 1"), diferença de temperatura da luva (0°C e 70°C) e número de correntes (2 ou 3). Os resultados obtidos apontam que a combinação mais eficiente de fatores é a largura da corrente de 100mm, distância entre as correntes de 450 mm, espessura da luva de 9/16" a 3/4" sem diferença de temperatura da luva e número de correntes igual a 2.

Mosquen et al. (2014) estudaram, via o método dos elementos finitos, o comportamento mecânico de dutos rígidos danificados com mossas e reparados através da utilização de dupla-calha, como mostra a Figura 17.

Figura 17: Reparo de duto através do uso de dupla calha com interferência e uso de talas intermitentes



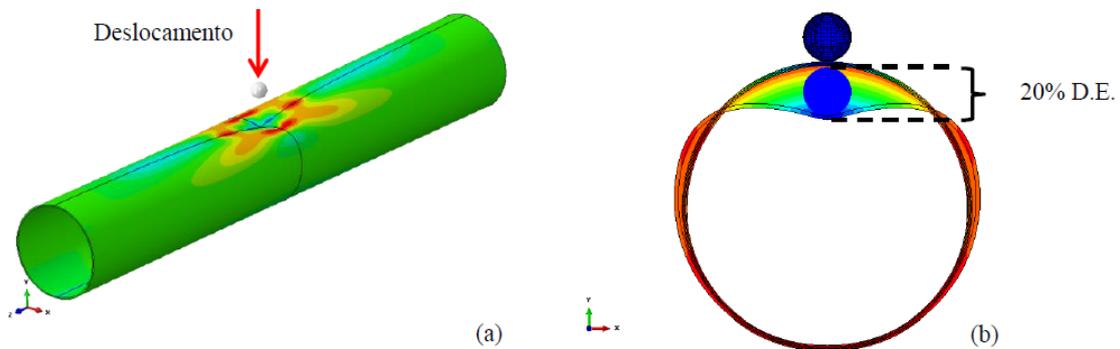
Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2014

Nesse trabalho, os autores empregaram como material para o duto, calhas e talas o aço API 5L Gr. X56. A resina de preenchimento do defeito adotada foi a *Huntsman epoxy resin SW 404/HY2404*. O dispositivo de aperto foi modelado como membrana a fim de representar o comportamento mecânico das correntes. Foi considerado um duto de 18” de diâmetro externo, com 3 metros de comprimento e 1/4” de espessura de parede. As propriedades mecânicas dos materiais envolvidos na análise foram retiradas do trabalho de Mosquen et al. (2013), conforme Tabela 2. A distância entre as correntes foi de 450mm, conforme sugerido por Mosquen et al. (2013).

A simulação numérica do trabalho realizado por Mosquen et al. (2014) foi dividida em três etapas, isto é, reprodução do defeito, aplicação do reparo e aplicação de pressão interna.

Primeira etapa: o duto, inicialmente íntegro, foi deformado numericamente para reprodução do defeito do tipo *mossa* até uma profundidade de 20 % do diâmetro externo, conforme pode ser visto na Figura 18. O estado de tensões residuais foi considerado como dados de entrada para as etapas 2 e 3.

Figura 18: Modelagem do amassamento do duto: (a) tensões residuais após a geração do defeito e (b) comparativo do duto antes e depois do amassamento



Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2014

Segunda Etapa: aplicação do reparo. Primeiramente, o defeito foi preenchido com resina e as calhas foram posicionadas, a tensão circunferencial foi aplicada, as talas intermitentes foram soldadas e a tensão circunferencial foi, então, aliviada.

Terceira Etapa: operação do duto. Foram aplicados diferentes níveis de pressão a fim de simular a operação do duto.

Para a avaliação da eficiência do reparo, Mosquen et al. (2014) utilizou dois parâmetros: o percentual de retorno elástico na transição entre aperto e alívio de carga nas correntes (Equação 2) e o fator de redução de tensões na região defeituosa do duto (Equação 3).

$$\eta = \frac{\sigma_{c,alívio} - \sigma_{c,aperto}}{\sigma_{c,aperto}} \times 100 \text{ [%]} \quad (2)$$

$$K = \frac{\sigma_{c,max;com\ reparo}}{\sigma_{c,max;sem\ reparo}} \quad (3)$$

Para as Equações 2 e 3, temos que

η Percentual de retorno elástico [%]

$\sigma_{c,aperto}$ Máxima tensão circunferencial no defeito após o aperto [MPa]

$\sigma_{c,alívio}$ Máxima tensão circunferencial no defeito após o alívio [MPa]

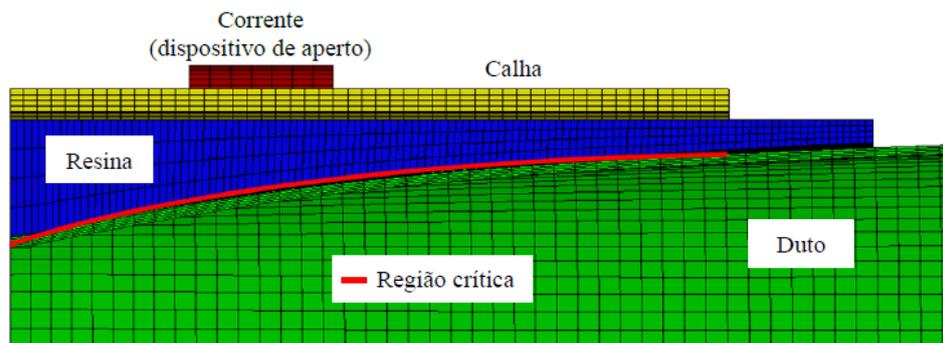
K Fator de redução de tensões [ADM]

$\sigma_{c,max;com\ reparo}$ Máxima tensão circunferencial na região defeituosa do duto com reparo [MPa]

$\sigma_{c,max;sem\ reparo}$ Máxima tensão circunferencial na região defeituosa do duto sem reparo [MPa]

Mosquen et al. (2014) consideraram, nas análises, uma região crítica representada pela superfície externa da região do defeito no duto, sendo os elementos, presentes na aresta coincidente ao plano longitudinal do corpo de prova, com comprimento longitudinal igual ao comprimento da calha, conforme pode ser visto Figura 19.

Figura 19: Região crítica do defeito para análise das tensões residuais



Fonte: adaptado de MOSQUEN et al., 2014

4. MATERIAIS E MÉTODOS

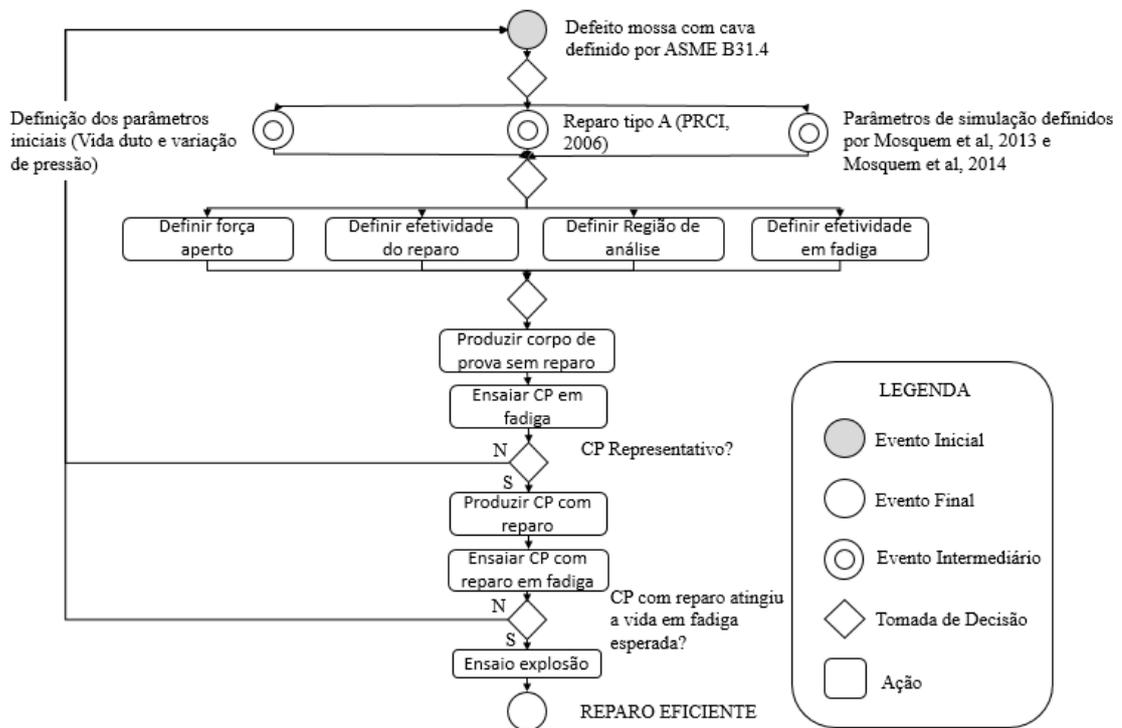
Durante este trabalho, foi estudada a aplicação de reparo por dupla calha, segundo o PRCI (2006) em dutos com defeito do tipo moosa com cava baseados no código ASME B31.4 (2006). Foram escolhidos, como corpos de prova dutos novos, ou seja, nunca estiveram em operação, com 18 polegadas de diâmetro externo e 3 metros de comprimento, construídos em material API 5L Gr. X65, com espessura de 3/8 de polegada. Para a aplicação do reparo, foi definida a utilização de calhas com espessura de 5/8", conforme resultados obtidos por Mosquen et al. (2013), 1 metro de comprimento e material ASTM A516 grau 60.

A escolha pelos trechos de dutos acima referidos se deu pelo fato desta geometria e material serem largamente utilizados em tubovias. Ao todo, para o experimento, foram utilizados cinco corpos de prova nomeados de CP01 a CP05.

4.1. Metodologia

Como os testes foram executados em corpos de prova em escala real, foi escolhida uma metodologia baseada na norma ASME B31.4 (2006), passando pela modelagem numérica (via o método de elementos finitos) e, por fim, a execução dos ensaios em escala real para confirmação da eficiência do reparo. Na Figura 20, é apresentado um fluxograma simplificado com o resumo da metodologia proposta.

Figura 20: Fluxograma simplificado da metodologia proposta



Fonte: o autor

A metodologia foi aplicada na seguinte sequência: 1) determinação dos parâmetros de defeitos para uma vida em fadiga equivalente adequada; 2) simulação numérica para definição dos parâmetros de aplicação do reparo; 3) produção da amostra com defeito do tipo moosa com cava sem reparo a fim de reproduzir uma amostra de referência; 4) ensaio de fadiga na amostra de referência; 5) avaliação dos parâmetros do defeito do tipo moosa com cava e retorno ao passo “2” até que seja produzida uma amostra referência válida, com criticidade representativa do defeito do tipo moosa com cava; 6) aplicação do reparo; 7) ensaio de fadiga nas amostras com reparo; 8) avaliação dos resultados do ensaio de fadiga nas amostras com reparo; 9) ensaio hidrostático até a ruptura nas amostras que alcançaram a vida em fadiga esperada.

A definição de severidade representativa para o defeito do tipo moosa com cava se faz necessária para melhor entendimento do trabalho. Esse termo significa que um defeito de severidade muito branda não apresentaria falha no ensaio de fadiga, mesmo sem a aplicação do reparo objeto deste estudo. Por outro lado, um defeito do tipo moosa com cava com uma criticidade muito severa perderia representatividade prática, uma vez que não seria reparado em campo, partindo-se para outra solução como, por exemplo, substituição do trecho danificado.

4.2. Definição dos parâmetros de reprodução do defeito

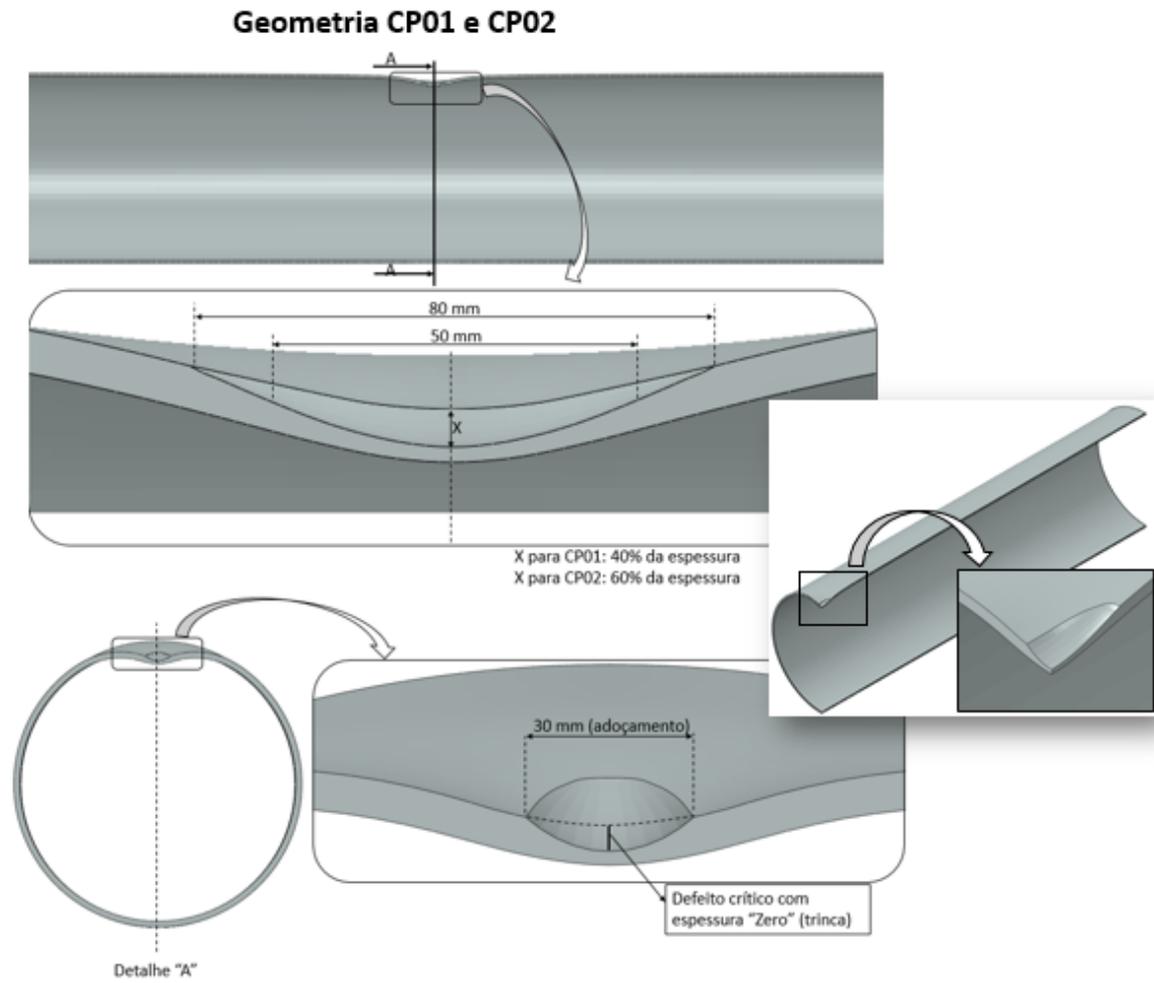
Foi considerado o tipo de defeito como sendo do tipo mocha com cava centrada axialmente, sendo a profundidade da mocha com 6 % do diâmetro externo nominal do tubo. A norma ASME B31.4 (2006) considera que, a partir dessa profundidade de mocha, é necessário executar o reparo. A reprodução do defeito tipo cava passou por um processo iterativo com a execução dos ensaios de fadiga sem reparo e com a modelagem numérica a fim de gerar uma amostra com severidade de defeito representativa para ser considerada como base de comparação para os ensaios de fadiga com aplicação do reparo.

Inicialmente, foi considerada uma cava com a máxima severidade para a aplicação de reparo permitida pela ASME B31.4 (2006), sendo essa com a profundidade de 40 % da parede do duto (3,8 mm), já com as bordas adoçadas (sem cantos vivos), conforme requerido pela norma ASME B31.4 (2006). Para isso, foi considerado um defeito de 50mm de comprimento, mais 15mm de adoçamento para cada lado, totalizando de 80mm no sentido axial do duto. No sentido radial, foi considerado o defeito mais crítico possível, sendo uma trinca, mais 15mm de adoçamento para cada lado, totalizando 30 mm. A geometria descrita acima foi aplicada ao corpo de prova 01, conforme pode ser verificado na Figura 21.

No corpo de prova 02, foi reproduzido o defeito de cava com a mesma geometria aplicada ao corpo de prova 01, com exceção da profundidade da cava que foi de 60% da espessura do duto, ou seja, 5,71 mm, conforme apresentado na Figura 21.

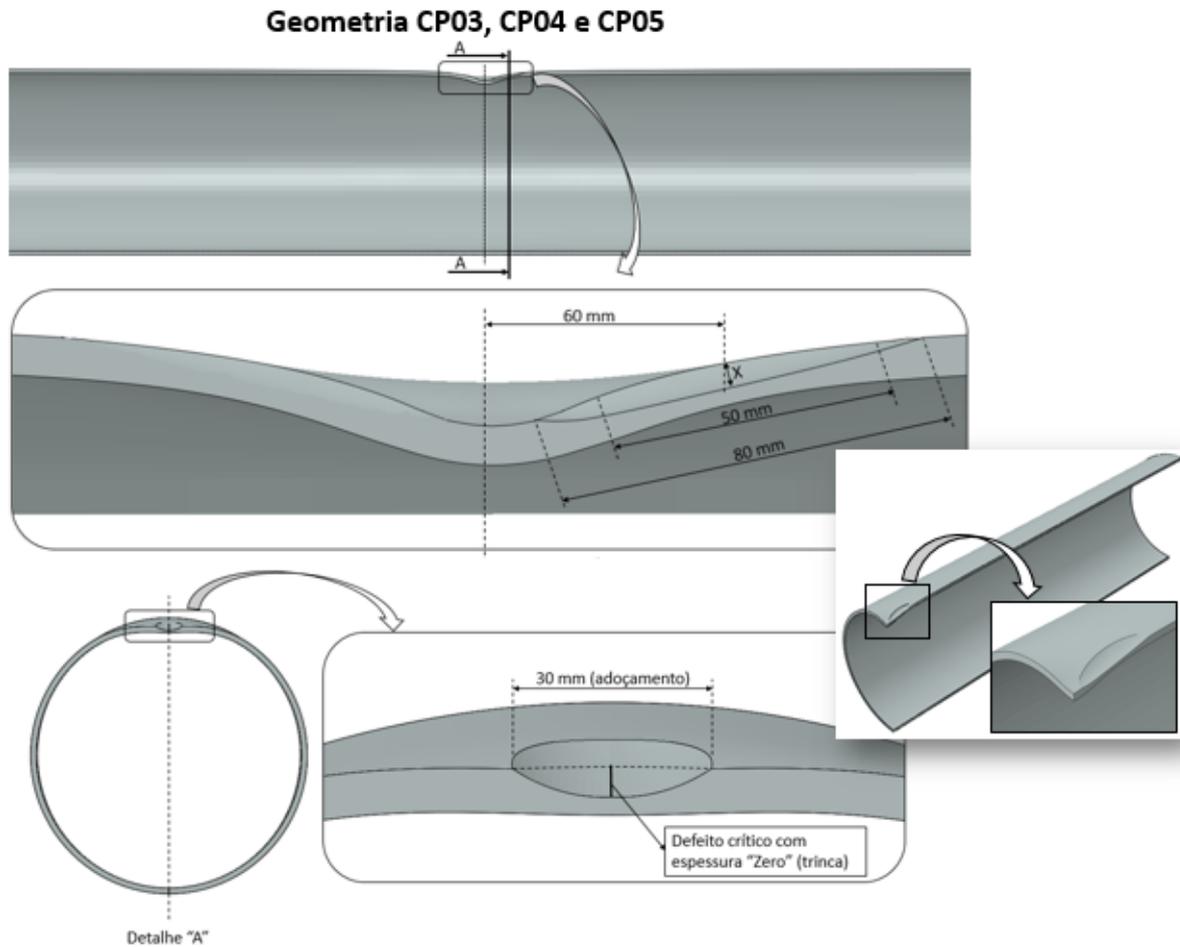
Nos corpos de prova 03, 04 e 05, a geometria do defeito cava foi a mesma utilizada no corpo de prova 02, excetuando-se a localização axial da cava a qual foi posicionada com um deslocamento de 60 mm no sentido axial do centro da mocha, conforme pode ser visto na Figura 22. A definição do posicionamento da cava a 60 mm do centro da mocha foi devido ao fato de que este é o ponto de maior sollicitação mecânica, verificado através do método de MEF.

Figura 21: Desenho esquemático dos corpos de prova 01 e 02



Fonte: o autor

Figura 22: Desenho esquemático dos corpos de prova 03, 04 e 05



Fonte: o autor

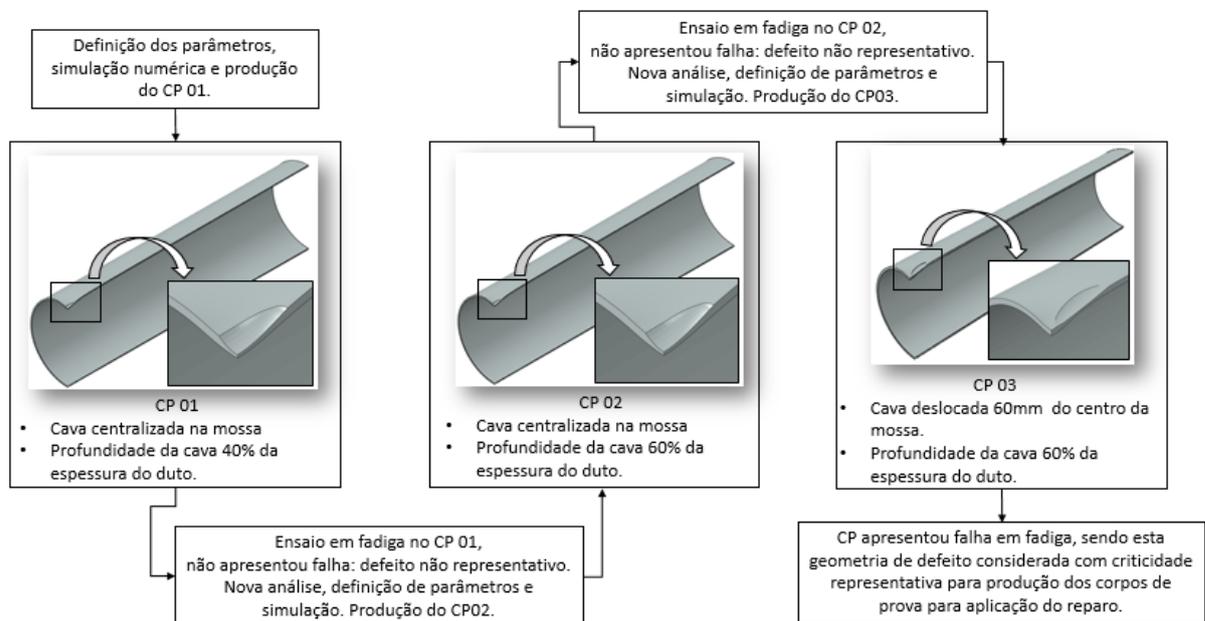
Para um melhor entendimento do processo de desenvolvimento do trabalho, a Tabela 4 mostra os parâmetros geométricos definidos para reprodução do defeito. Os três primeiros corpos de prova foram utilizados para os ensaios de fadiga sem aplicação do reparo, durante o processo iterativo de produção do defeito do tipo moosa com cava. A Figura 23 traz desenhos esquemáticos e a sequência de passos utilizado para definição dos parâmetros geométricos do defeito do tipo moosa com cava de modo que esses apresentassem criticidade representativa para aplicação do reparo. Os corpos de prova 04 e 05 foram utilizados para aplicação do reparo e posteriormente realização dos ensaios de fadiga e, por fim, os ensaios hidrostáticos.

Tabela 4: Variação dos parâmetros geométricos do defeito durante o processo iterativo de reprodução do defeito do tipo moosa com cava

Amostra	Profundidade da Mossa	Profundidade da Cava	Localização da Cava	Observação Ensaio
CP01	6% Diâmetro Externo	40% Espessura	Centro da Mossa	Ensaio de fadiga sem reparo
CP02	6% Diâmetro Externo	60% Espessura	Centro da Mossa	Ensaio de fadiga sem reparo
CP03	6% Diâmetro Externo	60% Espessura	Deslocada 60mm axialmente	Ensaio de fadiga sem reparo
CP04 e CP05	6% Diâmetro Externo	60% Espessura	Deslocada 60mm axialmente	Ensaio de fadiga com reparo

Fonte: o autor

Figura 23: Processo iterativo para definição do defeito do tipo moosa com cava com severidade representativa para aplicação do reparo



Fonte: o autor

4.2.1. Parâmetros para os ensaios de fadiga

A avaliação dos dutos em campo é realizada através do código (BRITISH STANDARDS INSTITUTION - BS 8010, 1992). Nesse código, é definido que o carregamento máximo admissível para um duto, referente às variações de tensão equivalentes a um ciclo de carregamento diário, tem amplitude de 125MPa (variação de tensão circunferencial, $\Delta_{\sigma c}$).

A variação de pressão interna, de 5,2 a 65 bar, foi definida para que fossem os parâmetros exequíveis do ponto de vista prático, sendo o delta de pressão maximizado a fim de reduzir o tempo de ensaio. A pressão de 5,2 bar foi utilizada por ser levemente superior à pressão mínima do sistema e a pressão de 65 bar foi definida levando em conta a capacidade dos equipamentos. Com as Equações 4 e 5 e a variação de pressão, foi definido o número de ciclos necessários para uma vida de 100 anos, 24.100 ciclos. O carregamento aplicado foi senoidal com uma frequência de 0,1 a 0,2 Hz, limitada pela bancada utilizada nos ensaios. A duração dos ensaios de fadiga considerando a frequência média de 0,15Hz foi de 44horas.

$$\Delta P_{max} = \frac{\Delta_{\sigma c} \times t}{r} \quad (4)$$

$$N_{ciclos} = \frac{\Delta P_{max}^3}{\Delta P_{utilizado}^3} \times D \times A \quad (5)$$

Para as Equações 4 e 5, temos que:

N_{ciclos}	Número de ciclos
P	Pressão interna [Bar]
σc	Tensão circunferencial [MPa]
t	Espessura [mm]
D	Número de dias por ano [dia]
A	Número de anos [ano]
R	Raio do duto [mm].

4.3. Modelagem numérica

Os parâmetros utilizados para os ensaios em escala real foram definidos através do método de elementos finitos (MEF). Com a finalidade de reduzir o esforço computacional, os modelos foram desenvolvidos com simetria bilateral (1/4), assim como proposto por Mosquen et al. (2013).

De acordo com a proposta de Mosquen et al. (2013), foi considerado um duto de 18” de diâmetro externo, com 3 metros de comprimento e 3/8” de espessura de parede, a resina de preenchimento do defeito foi adotada *Huntsman epoxy resin SW 404/HY2404* e o dispositivo de aperto foi modelado como membrana a fim de representar o comportamento mecânico das correntes. As características do modelo numérico foram consideradas, como proposto na Tabela 2, e as propriedades mecânicas foram adotadas, conforme Tabela 3, com exceção da Tensão de escoamento [MPa], visto que o material em questão é o API 5L Gr. X65, sendo a tensão de escoamento de 448MPa e limite de resistência 573 MPa (NBR 12712, 2002). A largura, número e espaçamento entre correntes também foram dados utilizados, conforme proposto por Mosquen et al. (2013). Nos modelos numéricos não foram considerados efeitos de anisotropia do material e tensões residuais do processo de fabricação do duto.

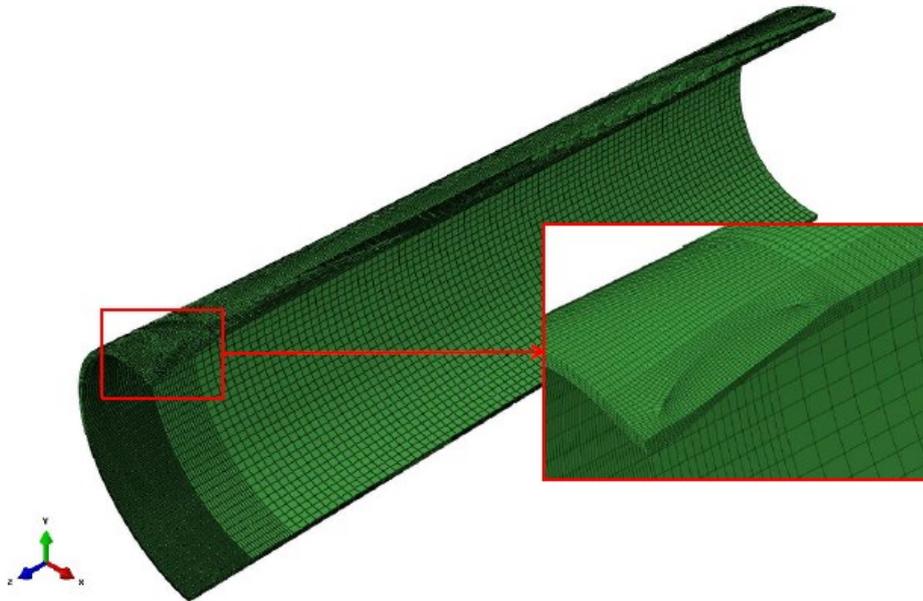
4.3.1. Etapas da modelagem numérica

A modelagem numérica foi realizada com base na geometria dos corpos de prova 03, 04 e 05 e dividida em quatro etapas, sendo a primeira conforme proposto por Mosquen et al. (2014), (descritas no capítulo 3.6. Simulação Numérica), e a última etapa é a aplicação e alívio da pressão interna, simulando o ciclo de pressão para avaliação da vida em fadiga.

Na primeira etapa, o duto inicialmente íntegro foi deformado com uma esfera de aço de 6 polegadas de diâmetro deslocada, conforme mostra a Figura 18, até que fosse atingido uma profundidade do defeito de 6 % do diâmetro externo. Os resultados numéricos de tensão e deformação foram utilizados como entrada para os próximos passos.

Na segunda etapa, foi modelada a cava, retirando-se os elementos correspondentes à região danificada, conforme pode ser visto na Figura 24. Após, as tensões e deformações foram recalculadas para o modelo.

Figura 24: Aspecto do defeito no duto com a reprodução da cava



Fonte: o autor

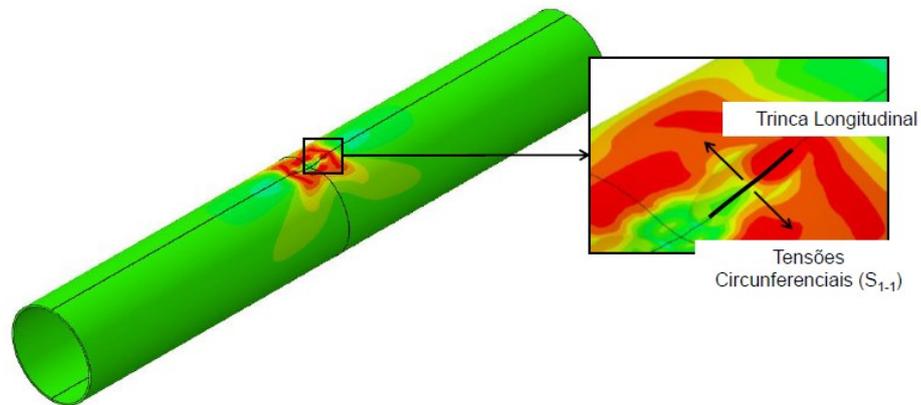
Na terceira etapa, foi modelada a aplicação do reparo, conforme proposto por Mosquen et al. (2014) na segunda etapa de seu modelo.

Na quarta etapa, foi, então, modelada a aplicação de pressão interna em dois níveis, isto é, 5,2 e 65 bar, a fim de simular a vida em fadiga.

4.3.2. Definição da região de interesse

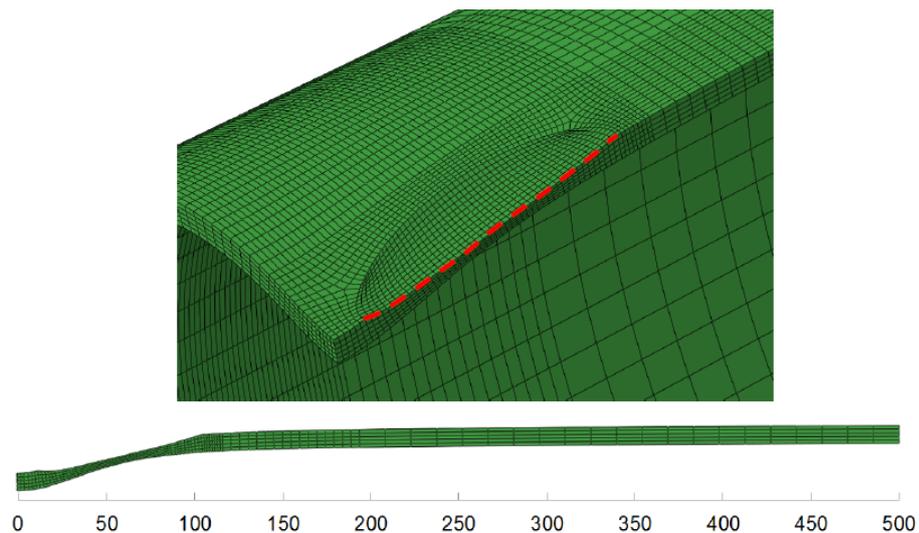
De acordo com a proposta de Mosquen et al. (2014), a região com maior probabilidade de ocorrência de nucleação de trinca por fadiga em um duto contendo defeito do tipo moessa é na superfície externa da moessa, no plano longitudinal do duto, conforme a Figura 19. Dessa forma, a cava foi posicionada na região da moessa com maior potencial de ocorrência de trinca longitudinal por fadiga, indicado na Figura 25. Um conjunto de nós no centro da moessa foi selecionado para realização das análises, conforme mostra a Figura 26:

Figura 25: Região do defeito do tipo massa com cava na qual a ocorrência de trinca longitudinal por fadiga é mais provável de ocorrer



Fonte: o autor

Figura 26: Conjunto de nós no centro da cava considerado na análise

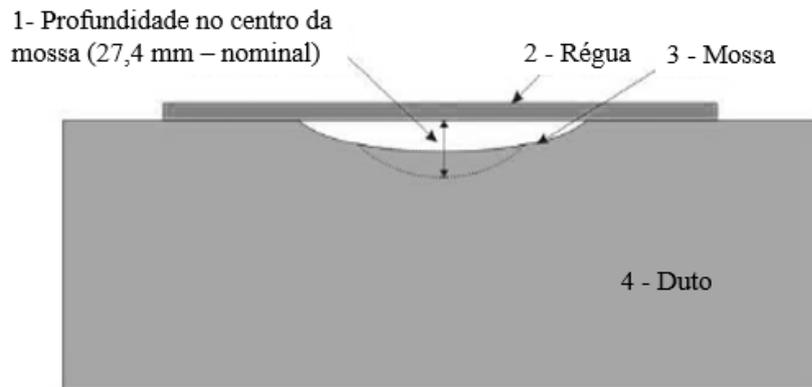


Fonte: o autor

4.4. Reprodução do Defeito

A fim de reproduzir o defeito do tipo massa, o trecho de duto de 18", inicialmente íntegro, foi preparado com um amassamento no centro do corpo de prova equivalente a 6% do diâmetro externo, ou seja, um deslocamento de 27,4 mm, conforme desenho esquemático apresentado na Figura 27:

Figura 27: Desenho esquemático da reprodução do defeito do tipo mosca

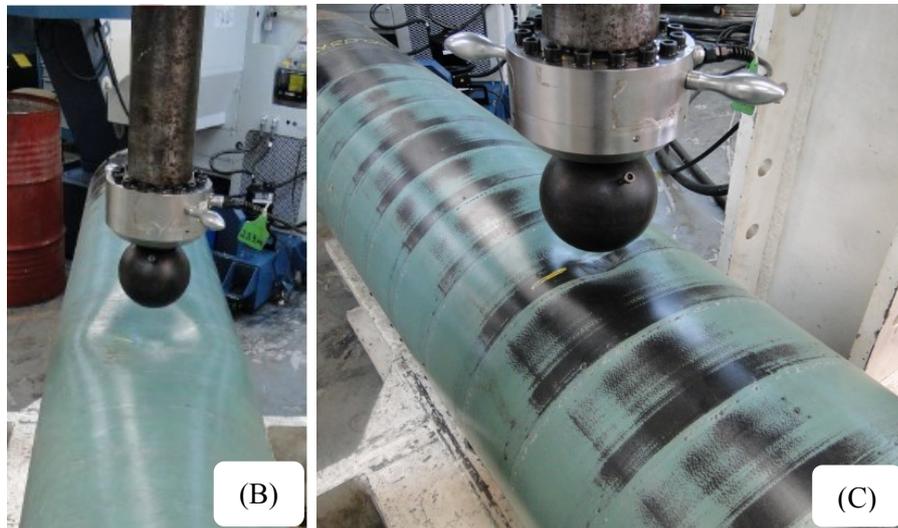
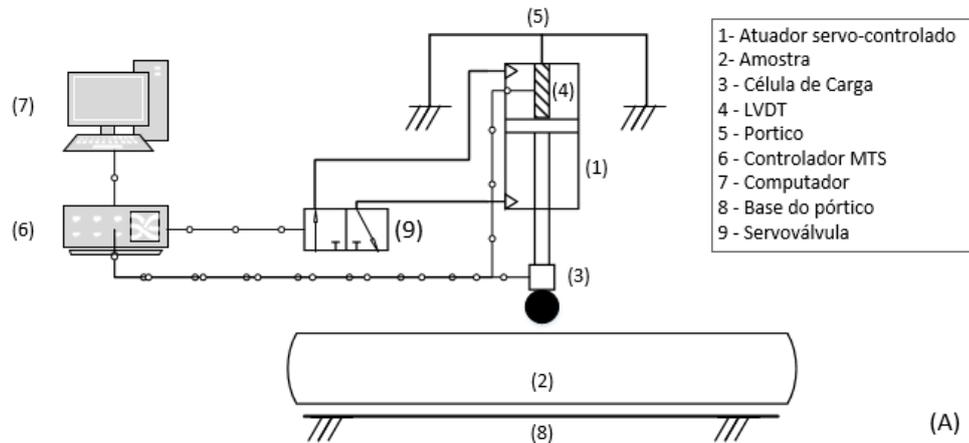


Fonte: o autor

A bancada utilizada para reprodução do defeito foi um sistema composto por um pórtico de reação no qual foi instalado um atuador hidráulico servocontrolado de 500 kN e uma célula de carga de igual capacidade. O sistema utilizado para o monitoramento e controle do amassamento foi um controlador da marca MTS modelo *Flex Test* ligado a um computador, sendo que esse sistema é capaz de aplicar carga ou deslocamento prescrito com controle preciso das variáveis em questão. No atuador, foi acoplada uma esfera de 3” de diâmetro, sendo esse o ponto de contato com o duto durante o amassamento. O deslocamento da esfera foi medido através de um LVDT conectado à haste do atuador. Os valores de deslocamento e força de aperto durante o aperto foram obtidos com o sistema MTS.

Na Figura 28A, pode ser visto um desenho esquemático da bancada utilizada para reprodução do defeito do tipo mosca. Na Figura 28B, pode ser visto o corpo de prova amassado, juntamente com a esfera utilizada para amassar o duto e, na Figura 28C, pode ser visto o detalhe da mosca.

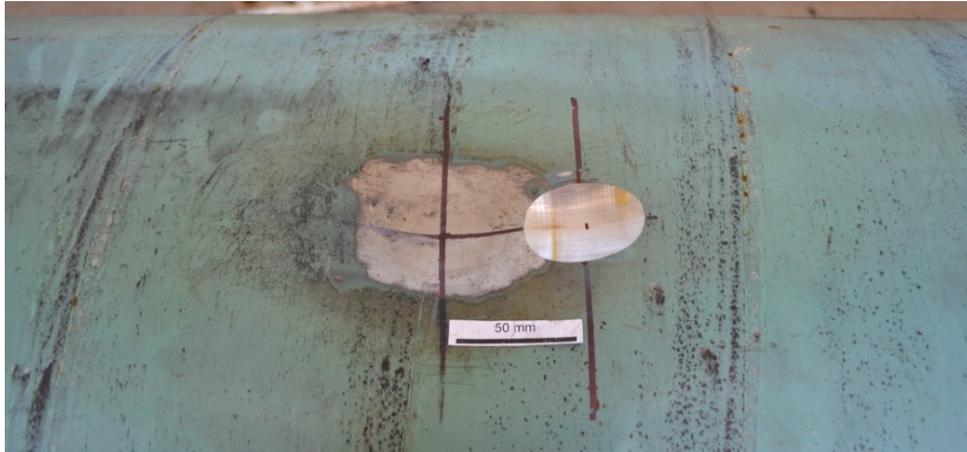
Figura 28: (A) Desenho esquemático do aparato utilizado para realizar o amassamento; (B) Corpo de prova amassado e esfera utilizada na reprodução do defeito mossá, (C) detalhe da mossá



Fonte: o autor

O defeito tipo cava foi reproduzido por usinagem através de um disco abrasivo até que a parede remanescente atingisse o valor estipulado, conforme definições dos parâmetros descritos no Capítulo 4.2. Uma imagem do defeito cava pode ser vista na Figura 29. A espessura real da parede de cada corpo de prova na região da reprodução do defeito foi medida através da técnica de ultrassom a fim de que fosse definida a profundidade real a ser usinada em cada caso. A medição da profundidade da cava foi realizada através de um paquímetro, tomando-se as dimensões externas e também da profundidade do defeito.

Figura 29: Reprodução do defeito cava utilizando-se disco abrasivo conforme parâmetros definidos no capítulo 4.2. Imagem do corpo de prova 04



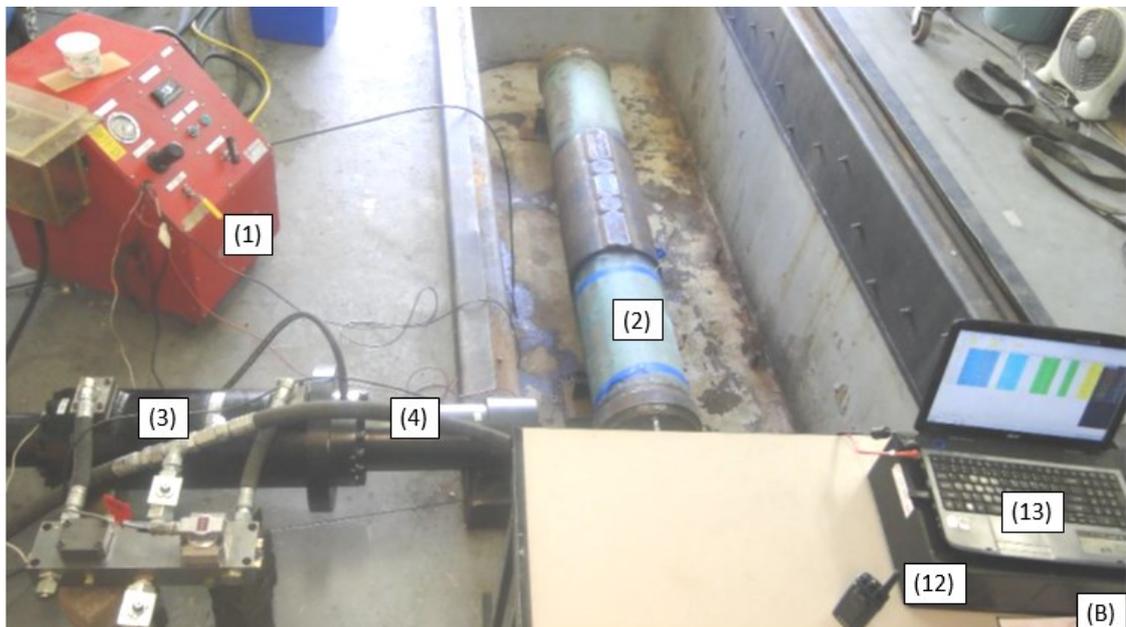
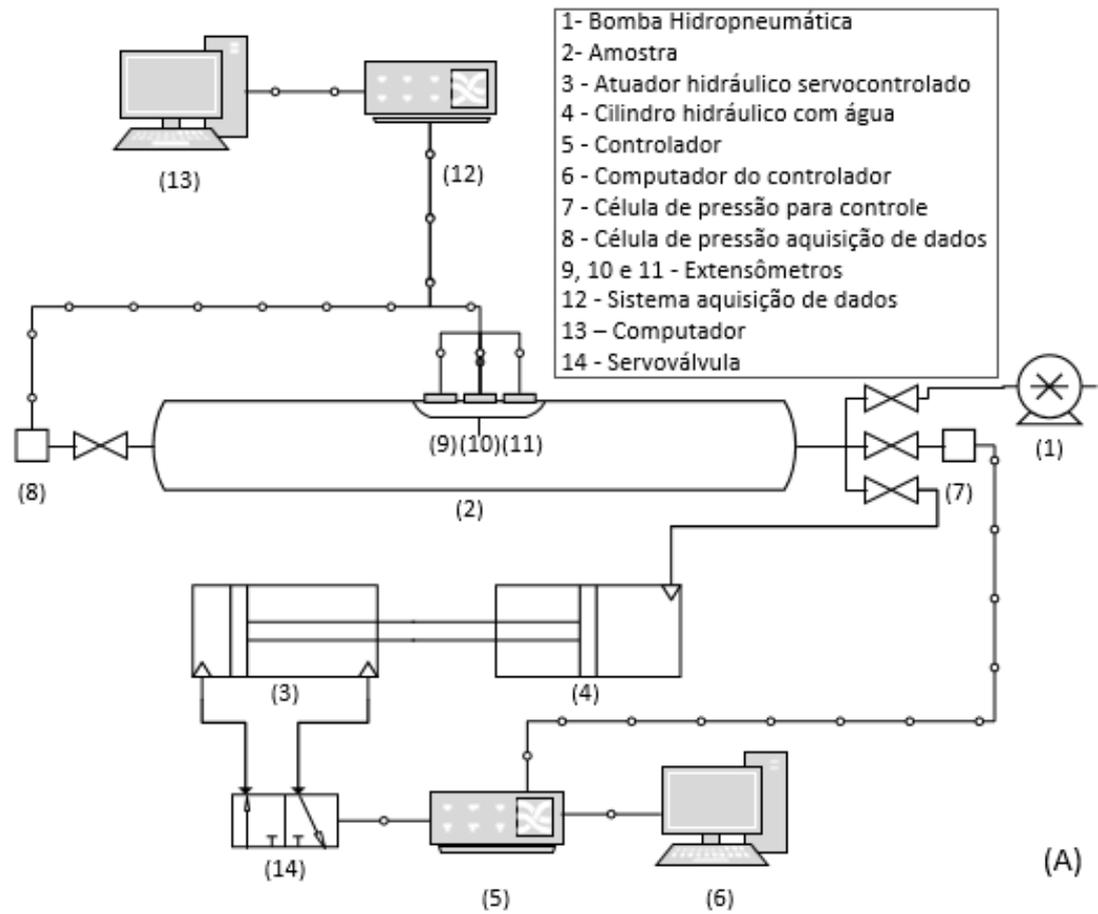
Fonte: o autor

4.5. Bancada para ensaios hidrostáticos e hidrodinâmicos

O aparato utilizado na realização dos ensaios de fadiga é composto pelos itens abaixo numerados. Os componentes podem ser vistos na Figura 30.

- a) Uma unidade hidropneumática (1) da marca Flutrol, com capacidade de 6000 psi para pressurização inicial da amostra (2) e reposição da pressão em caso de perdas no sistema, como vazamentos internos do cilindro, por exemplo.
- b) Atuador hidráulico servo-controlado (3), conectado a um cilindro hidráulico (4) preenchido por água (atuador e cilindro possuem a mesma haste). Esse cilindro é preenchido por água e tem sua conexão de saída ligada à amostra por mangueiras hidráulicas resistentes a alta pressão. Esse sistema permite o controle preciso da variação da pressão interna do duto nos níveis desejados. O sistema utilizado para o monitoramento e controle do amassamento foi um controlador da marca MTS (5), modelo *Flex Test* ligado a um computador (6). Também são conectadas ao ensaio duas células de pressão (7) e (8), sendo uma para controle e outra para aquisição de dados.
- c) Os dados de deformação da amostra foram medidos através dos extensômetros (9, 10 e 11) da marca Kyowa com resistência elétrica de 120Ω e adquiridos através de um sistema da marca Lynx (12), modelo ADS 2000 conectado a um computador (13).

Figura 30: Aparato utilizado para a realização dos ensaios estático e de fadiga. (A) Desenho esquemático da bancada de ensaios; (B) Imagem da bancada de ensaios, mostrando alguns componentes



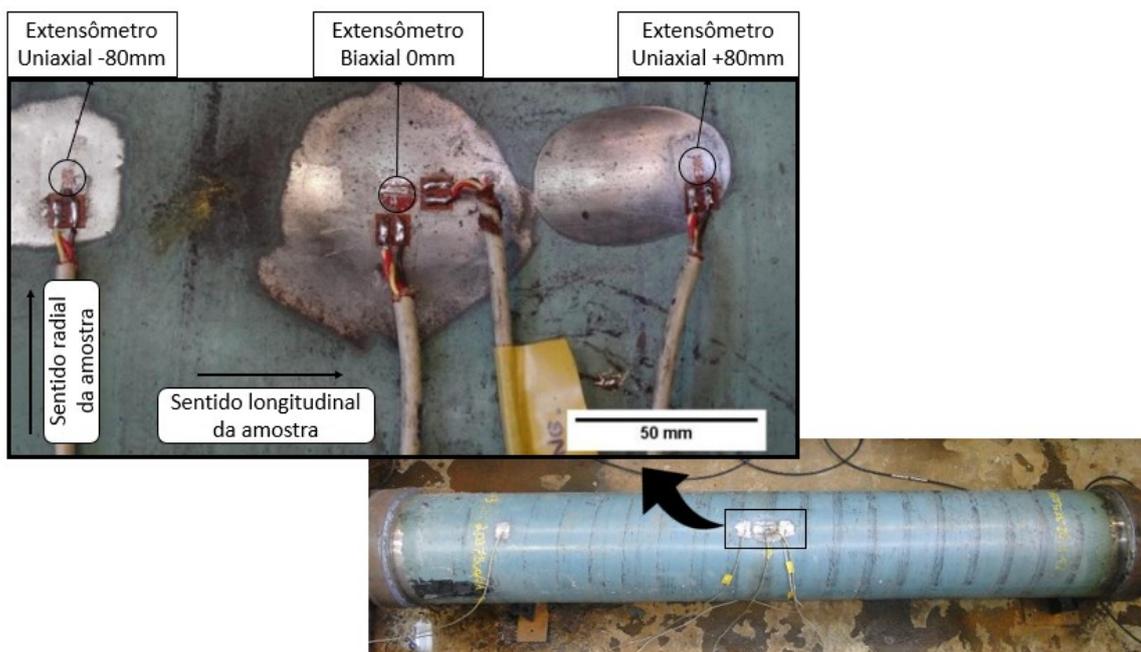
Fonte: o autor

4.6. Ensaio de fadiga sem reparo

A fim de avaliar a eficiência do reparo, foi realizada uma comparação do desempenho em fadiga de dutos com defeito do tipo mocha com cava com e sem reparo, conforme o Capítulo 4.2.

Para a aquisição dos dados de deformação dos corpos de prova, foi utilizado um equipamento de monitoramento e registro de dados da marca Lynx modelo ADS 2000. Através desse equipamento, foram registrados os dados de três sensores de deformação: um extensômetro biaxial localizado no centro da mocha e dois extensômetros uniaxiais instalados no sentido circunferencial a +80 mm e -80 mm de distância do centro do defeito, conforme pode ser visto na Figura 31. A localização dos extensômetros foi escolhida devido ao fato de que esses são os pontos de maior tensão segundo dados da simulação numérica e também em função do tamanho de grade do transdutor. Os extensômetros foram instalados externamente no duto de modo a medir as deformações nos pontos de interesse, ou seja, a região externa do duto. Os extensômetros utilizados são de fabricação Kyowa, 1mm de grade, $120,2 \pm 0,2 \Omega$ e gage fator de $2,10 \pm 0,2\%$. Nas extremidades do corpo de prova, foram soldados tampos a fim de possibilitar a pressurização do duto com água nos níveis requeridos para os ensaios.

Figura 31: Localização dos extensômetros utilizados nas amostras 01, 02 e 03 nas quais foram realizados os ensaios de fadiga sem aplicação do reparo



Fonte: o autor

4.7. Aplicação do Reparo

Após a reprodução do defeito, foi aplicado o reparo em dois corpos de prova, isto é, CP 04 e CP 05. A aplicação do reparo foi desenvolvida em sete etapas, descritas a seguir.

Na primeira etapa, a região do defeito foi preenchida com resina epóxi *Huntsman SW 404/HY2404*, a fim de transmitir maior carga de compressão para a região de interesse. Após a cura da resina, a região foi lixada de modo a garantir um acabamento mais uniforme na superfície de contato com a luva. Uma imagem da região defeituosa do duto preenchida com resina pode ser vista na Figura 32.

Figura 32: Aplicação da resina na região defeituosa do corpo de prova



Fonte: o autor

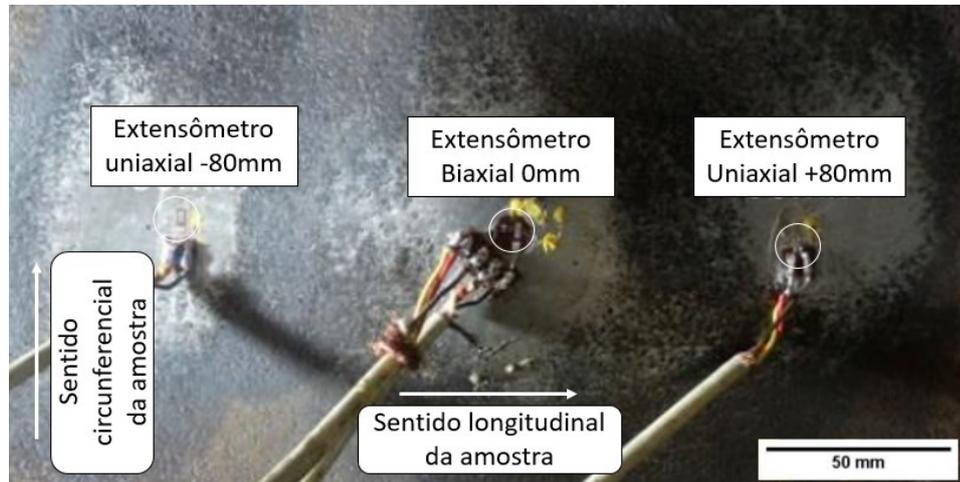
A Tabela 5 traz as informações sobre os tempos de cura da resina *Huntsman SW 404/HY2404*, dados informados pelo fabricante.

Tabela 5: Informações sobre a cura da resina Huntsman SW 404/HY2404

Período	Valor
Tempo para uso (minutos)	20 a 30
Tempo de cura parcial (horas)	6 a 8
Tempo de cura total a 25°C (dias)	3 a 5

Na segunda etapa, foram instalados extensômetros na superfície interna do duto, abaixo da região defeituosa. Um extensômetro biaxial no centro do defeito e dois extensômetros uniaxiais localizados em +80 mm e - 80 mm, conforme mostra a Figura 33.

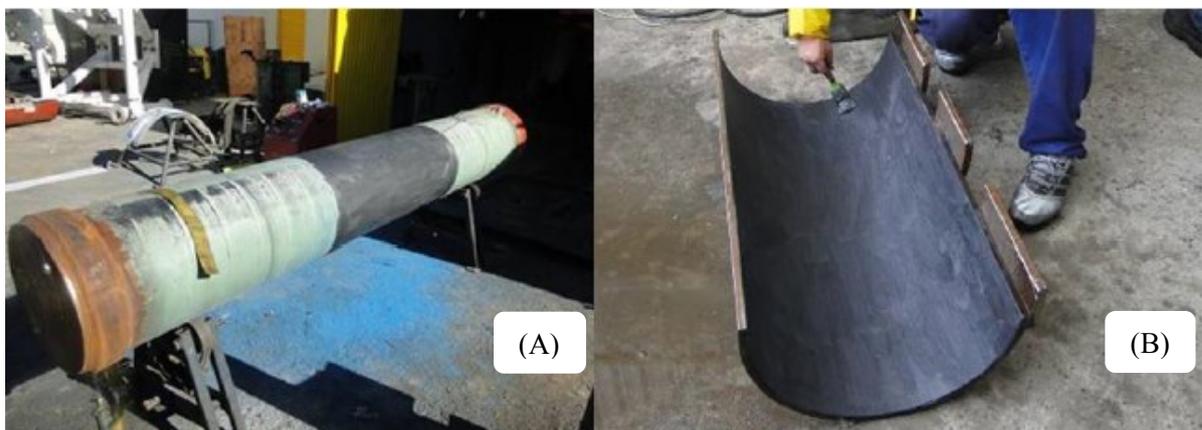
Figura 33: Disposição dos extensômetros internos localizados sob o defeito



Fonte: o autor

Na terceira etapa, foram soldadas as talas intermitentes em um dos lados da calha para facilitar a montagem e reduzir o aporte térmico durante a aplicação do reparo. A calha com a tala soldada em um dos lados pode ser vista na Figura 34 (B). Em seguida, foi aplicado o lubrificante *Molycote G-n Plus*, na região de contato entre a calha e o duto, com o objetivo de reduzir o atrito e transmitir mais carga para a região de interesse durante a aplicação do reparo. A aplicação do lubrificante no duto pode ser vista na Figura 34 (A) e a aplicação do lubrificante na calha pode ser vista na Figura 34 (B).

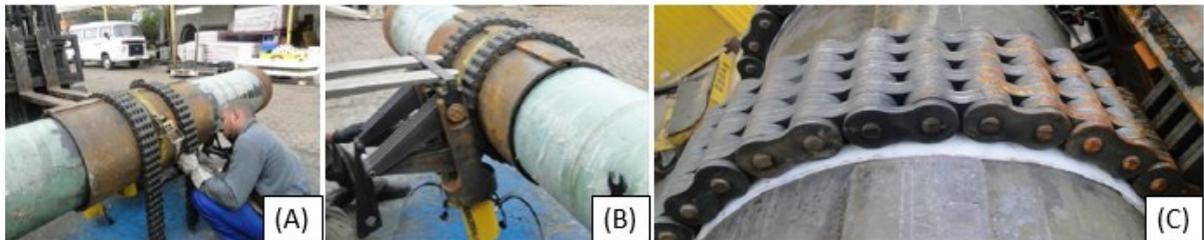
Figura 34: Aplicação de lubrificante Molycote G-N na região de contato entre calha e duto



Fonte: o autor

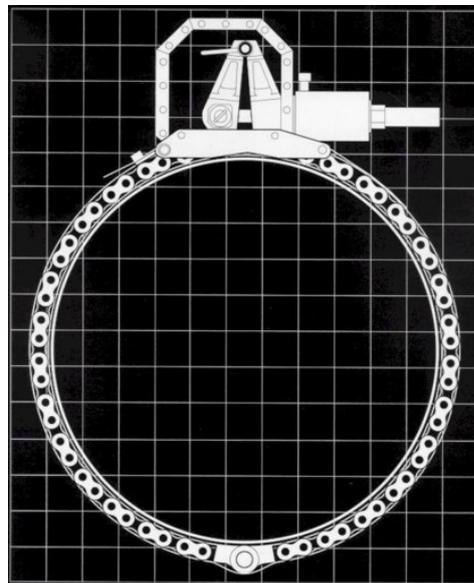
Na quarta etapa, as calhas foram montadas sobre o duto e as correntes posicionadas nas devidas posições, conforme mostra a Figura 35 (A). Posteriormente, o dispositivo de aperto foi conectado nas correntes, conforme a Figura 35 (B). A fim de reduzir o atrito entre as calhas e as correntes, foi posicionado, abaixo dessas, uma cinta polimérica de UHMW, conforme a Figura 35 (C). O dispositivo de aperto foi baseado no conceito utilizado por PLP (2015), conforme pode ser verificado na Figura 36.

Figura 35: (A) Posicionamento das calhas e correntes, (B) montagem do dispositivo de aperto, (C) Cinta de UHMW localizada entre as correntes e a as calhas



Fonte: o autor

Figura 36: Conceito de acopladeira hidráulica



Fonte: PLP, 2015

Na quinta etapa, foi instalada uma célula de pressão em cada um dos atuadores hidráulicos de modo que a pressão hidráulica fosse monitorada ao longo da aplicação da carga de compressão. A carga a ser aplicada no dispositivo de aperto a fim de produzir a tensão requerida na região defeituosa foi monitorada, relacionando-se a pressão indicada na célula de pressão com a área do atuador hidráulico do dispositivo de aperto. O atuador hidráulico possui

capacidade máxima de carga 50 tf, fabricante Enerpac. Com o aparato montado, foi então aplicada a pressão correspondente à carga de compressão requerida. Os dados de pressão nos cilindros e das deformações foram monitorados e registrados em um Lynx modelo ADS 2000.

Na sexta etapa, ainda com a carga aplicada no duto, foi realizada a soldagem das talas intermitentes. Na Figura 37 (A) pode ser vista a soldagem das talas intermitentes, ainda com o dispositivo apertado. Após a soldagem, as cargas nos atuadores foram aliviadas. Na Figura 37 (B) pode ser visto o reparo após a soldagem das talas intermitentes.

Figura 37: (A) Solda das talas intermitentes ainda com o dispositivo apertado. (B) Reparo após soldado



Fonte: o autor

Na sétima etapa, foram soldados tampos nas extremidades do corpo de prova a fim de possibilitar a pressurização do duto com água nos níveis requeridos para os ensaios. É importante salientar que o reparo foi aplicado com o duto despressurizado, condição de máxima eficiência do reparo, segundo PRCI (2006).

4.8. Ensaio de fadiga com reparo

Após a aplicação do reparo nos dois corpos de prova (CP 04 e CP 05), esses foram preparados para a realização dos ensaios de fadiga com reparo, a fim de avaliar a eficiência do reparo com a amostra de referência.

Os dutos com reparo foram instrumentados com dois extensômetros, de modo a medir as tensões circunferenciais, sendo um localizado no centro do reparo e diametralmente oposto ao defeito e outro na mesma linha axial desse, localizado a 1000mm do centro do duto, fixado de modo a adquirir as tensões circunferenciais do duto, conforme pode ser visto na Figura 38.

O aparato utilizado para a realização dos ensaios de fadiga nos corpos de prova CP04 e CP05 foi o mesmo utilizado para realização dos ensaios de fadiga nos corpos de prova sem reparo (CP01, CP02 e CP03), conforme a Figura 30, sendo o procedimento adotado o mesmo, conforme descrito no capítulo 4.5.

Figura 38: Extensômetros instalados nos corpos de prova CP04 e CP05 após a aplicação do reparo para realização do ensaio de fadiga



Fonte: o autor

4.9. Ensaio Hidrostáticos

Os dutos CP04 e CP05, após a realização dos ensaios de fadiga, foram submetidos a ensaios hidrostáticos até o colapso, de modo a avaliar a resistência mecânica remanescente nos dutos.

O aparato utilizado para a realização dos ensaios de explosão foi o mesmo utilizado para a realização dos ensaios de fadiga, conforme descrito no Capítulo 4.5. e ilustrado na Figura 30. A metodologia utilizada foi pressurizar o duto desde 0 bar até a pressão onde fosse notado o primeiro vazamento.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. Simulações

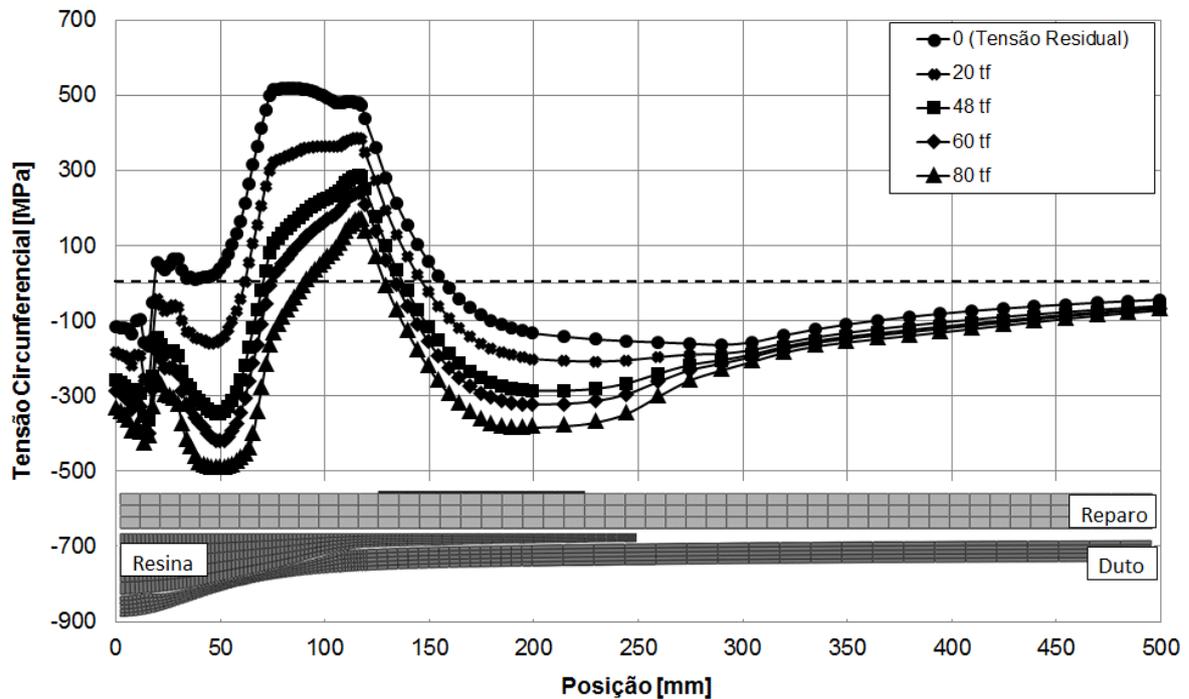
As simulações numéricas foram executadas conforme descrito no Capítulo 4.3 e tiveram como principais resultados: a força de aperto durante a aplicação do reparo, a definição do local onde posicionar a cava no defeito do tipo mosa e as tensões durante as etapas de realização dos ensaios hidrostáticos e de fadiga as quais permitiram validar o modelo numérico.

5.1.1. Força de aperto

A fim de determinar a força de aperto para a aplicação do reparo nos testes experimentais, foram simulados numericamente patamares de carga entre 0 e 80 tf. As tensões circunferenciais (S_{1-1}), em função da distância do centro do duto, são apresentadas na Figura 39.

Nas Figura 39 a 45, o eixo das abcissas representa a distância longitudinal do centro do defeito e o eixo das ordenadas representa as tensões circunferenciais na região de interesse (região do reparo). O gráfico foi plotado simetricamente ao centro do defeito, com o eixo das abcissas variando de 0 a 500 mm visto que o reparo possui 1000 mm de comprimento. Por convenção, as tensões circunferenciais negativas são compressivas e as tensões positivas são tensões trativas.

Figura 39: Tensões circunferenciais na região de aplicação do reparo para diferentes patamares de força de aperto, entre 0 tf e 80 tf



Fonte: o autor

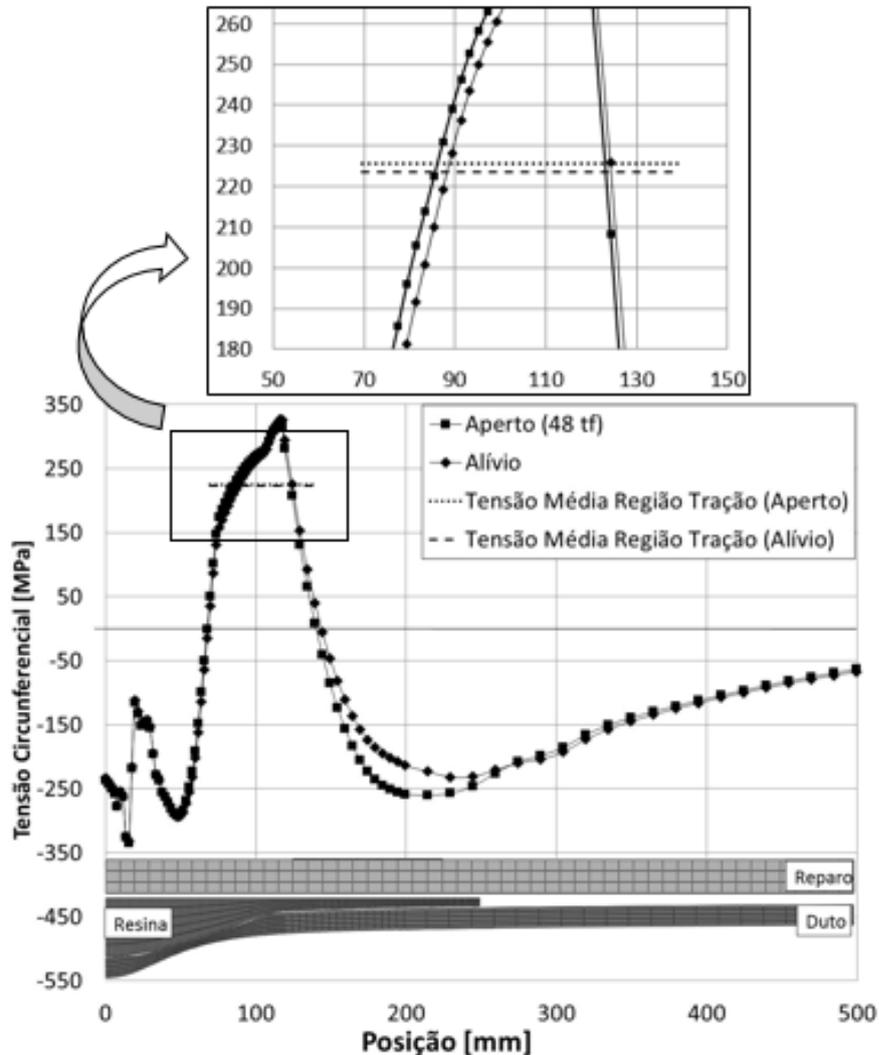
Na Figura 39, a curva da tensão circunferencial representada pela carga de 0 tf corresponde às tensões residuais provenientes dos modelos de reprodução do defeito (etapas 01 e 02 do Capítulo 4.3.1.). É possível verificar que forças de aperto da ordem 20tf ou inferiores produzem pouco efeito na redução das tensões circunferenciais trativas responsáveis pela nucleação de trincas por fadiga. Já para a carga de 80 tf, é possível notar uma maior redução nas tensões trativas, porém, em função da inviabilidade prática em aplicar cargas dessa magnitude devido à capacidade máxima do dispositivo de aperto, 50 tf, (Posição 3, Figura 17) e também da necessidade de uma maior robustez das talas (Posição 6, Figura 16) e soldas, foi decidido por prosseguir as análises com uma força de carregamento intermediária (48 tf) o que torna o ensaio exequível do ponto de vista prático.

5.1.2. Análise das tensões circunferenciais e eficiência do reparo

A força de aperto de 48 tf foi aplicada ao modelo e a tala (Posição 6, Figura 16) foi numericamente fixada às calhas (Posições 2 e 7, Figura 16), o que, na prática, corresponde à solda da tala nas calhas e, então, a força do dispositivo de aperto foi aliviada. A Figura 40 traz a distribuição de tensões circunferenciais na região do defeito nas etapas de aperto e alívio da carga, bem como suas médias na região de interesse. Como as tensões trativas são as

responsáveis pela nucleação e propagação de trincas, para avaliação do retorno, foi considerada a região do reparo submetida a esse tipo de carregamento, isto é, entre 70 e 140 mm.

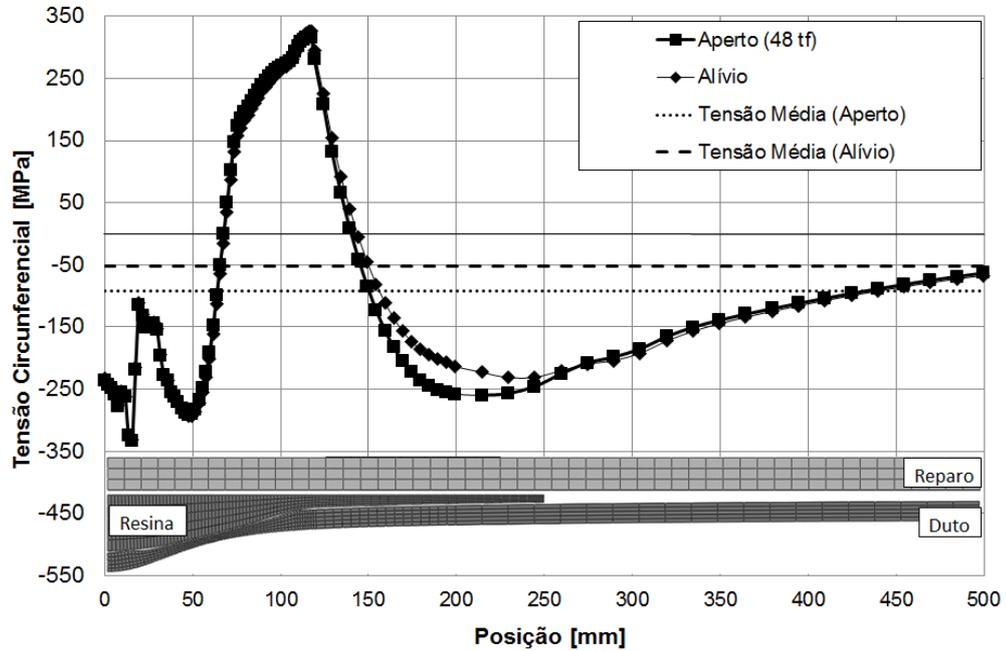
Figura 40: Tensões circunferenciais na transição do aperto para o alívio da carga de 48 tf durante a aplicação do reparo. A Figura traz as tensões médias após o aperto e após o alívio da carga apenas na região do defeito submetida a carregamentos trativos, entre 70 mm e 140 mm



Fonte: o autor

Conforme pode ser verificado na Figura 40, na transição entre o aperto e o alívio das correntes, houve uma perda desprezível de tensões na região submetida a esforços trativos. Essa perda foi de 2 MPa, em média, de aproximadamente 1 %. Se considerarmos toda a extensão do reparo, ou seja, 500 mm a partir do centro do defeito para cada lado, o alívio médio de tensão foi de 43 %, porém, continuou compressiva, conforme pode ser visto na Figura 41.

Figura 41: Tensões circunferenciais após o aperto e após o alívio da carga de 48 tf durante a aplicação do reparo. A Figura traz as tensões médias após o aperto e após o alívio da carga em toda a região do reparo



Fonte: o autor

A análise computacional para a simulação da vida em serviço deu-se em dois níveis de pressão interna, 5,2 e 65 bar. A Figura 42 e a Figura 43 mostram as tensões trativas circunferenciais (S_{1-1}), na transição entre a pressão mínima e a pressão máxima, no duto reparado e no duto sem reparo, respectivamente.

Figura 42: circunferenciais na região do defeito do tipo mosa com cava nas pressões mínima e máxima do ensaio de fadiga para o duto com reparo

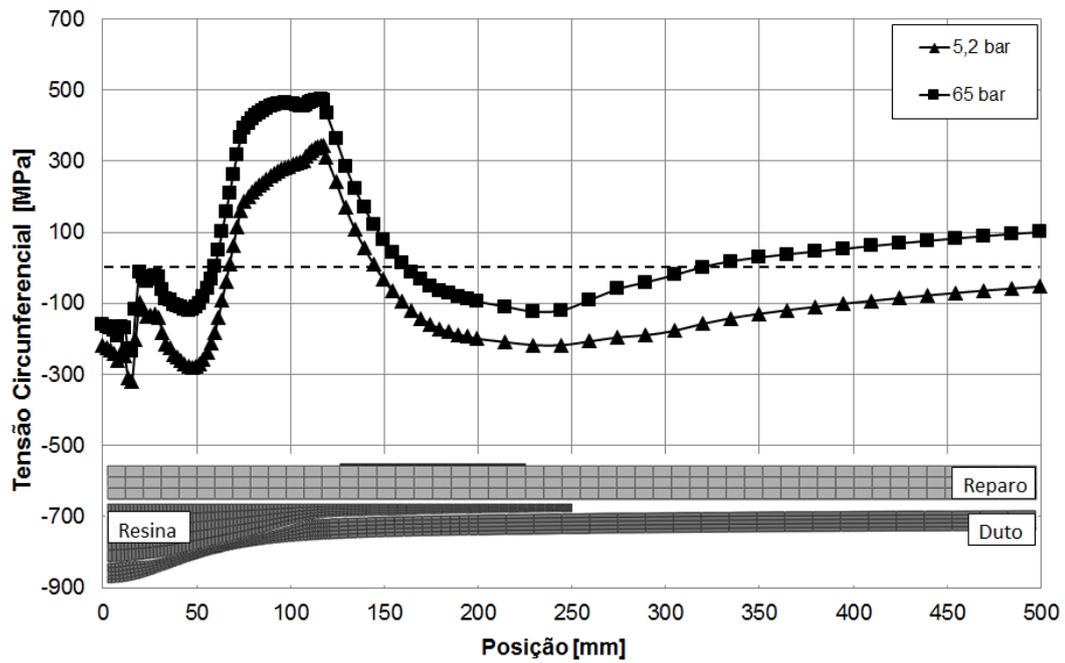
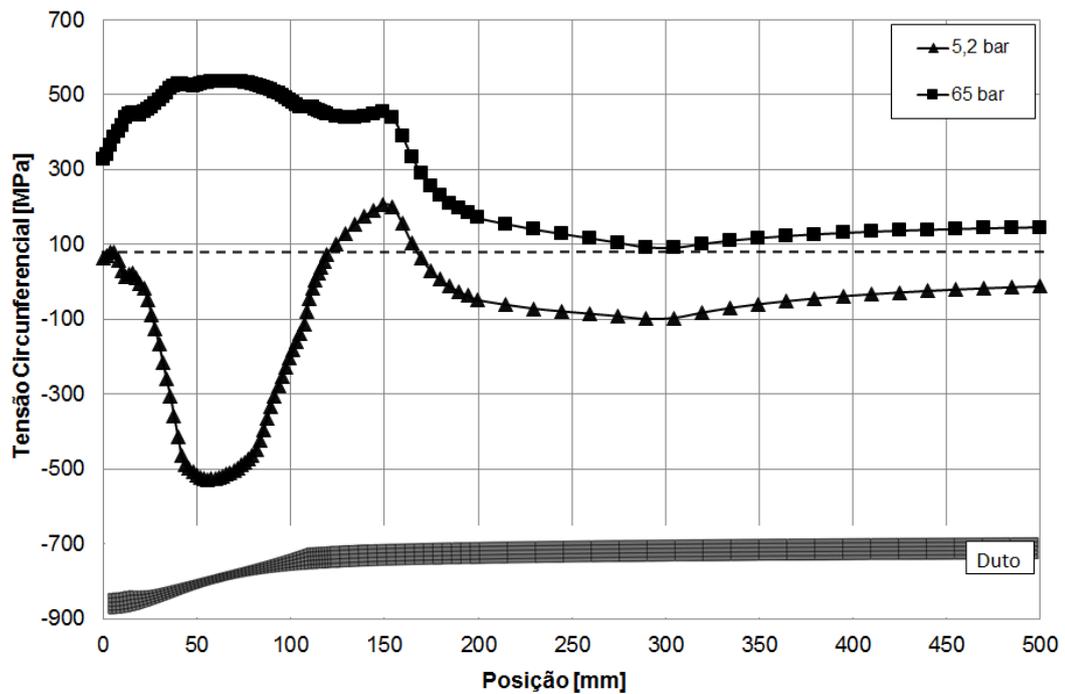


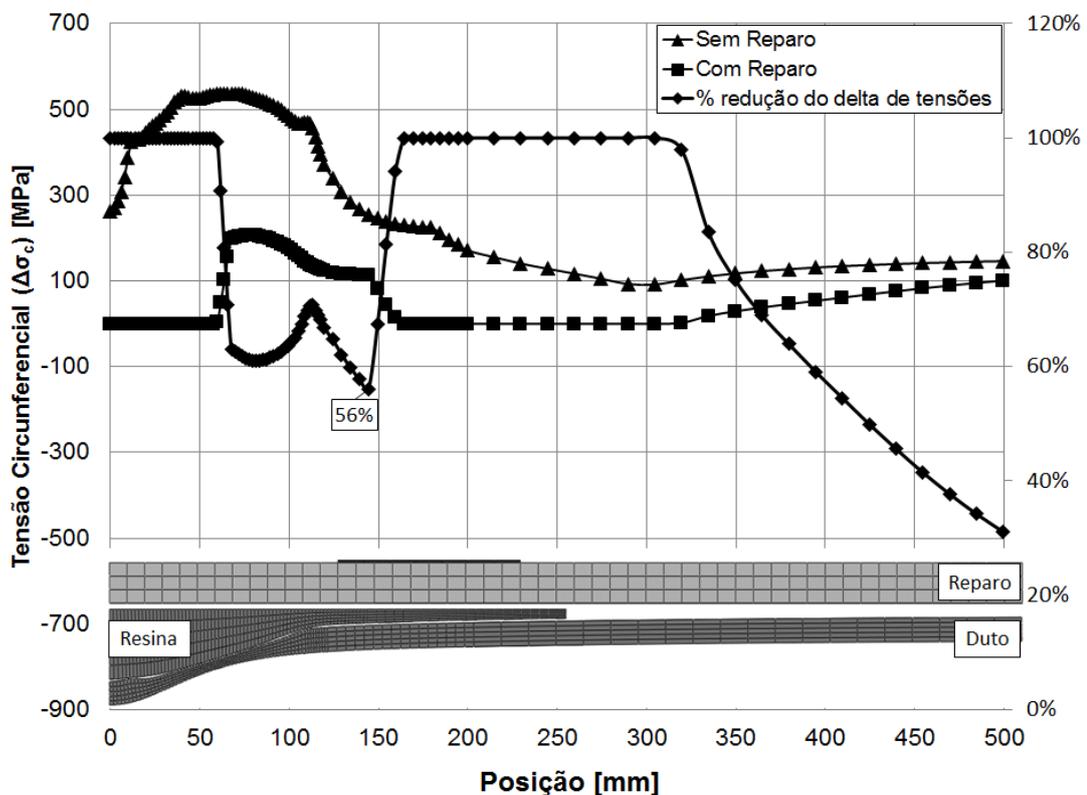
Figura 43: Tensões circunferenciais na região do defeito do tipo mosa com cava nas pressões mínima e máxima do ensaio de fadiga para o duto sem reparo



Comparando-se os resultados apresentados na Figura 42 e na Figura 43, é possível notar a grande diferença entre o comportamento das tensões ao longo da região que contém o defeito, ou seja, aproximadamente de 0 a 150 mm. Pode-se verificar que, no caso sem reparo, as tensões na região defeituosa são trativas em toda a região defeituosa, com magnitudes da faixa de 500 MPa. Já no caso do duto com reparo, apenas a faixa entre 70 a 160 mm permanece com a condição de carregamento trativo, sendo a amplitude de carregamento na transição entre 5,2 e 65 bar também muito menor, quando comparado ao modelo sem reparo.

Na Figura 44, são apresentados os dados de amplitude do carregamento circunferencial durante o ensaio de fadiga em função da distância longitudinal do centro do defeito nas condições com e sem reparo. No eixo das abscissas a direita da Figura, é plotado também o percentual de redução das tensões circunferenciais de tração quando comparadas as condições com e sem reparo.

Figura 44: Amplitude do carregamento em fadiga nas condições de pressão interna entre 5,2 bar e 65 bar. No gráfico, também é plotado o percentual de redução da amplitude de tensões na região do reparo para as condições com e sem reparo entre as pressões de 5,2 bar e 65 bar



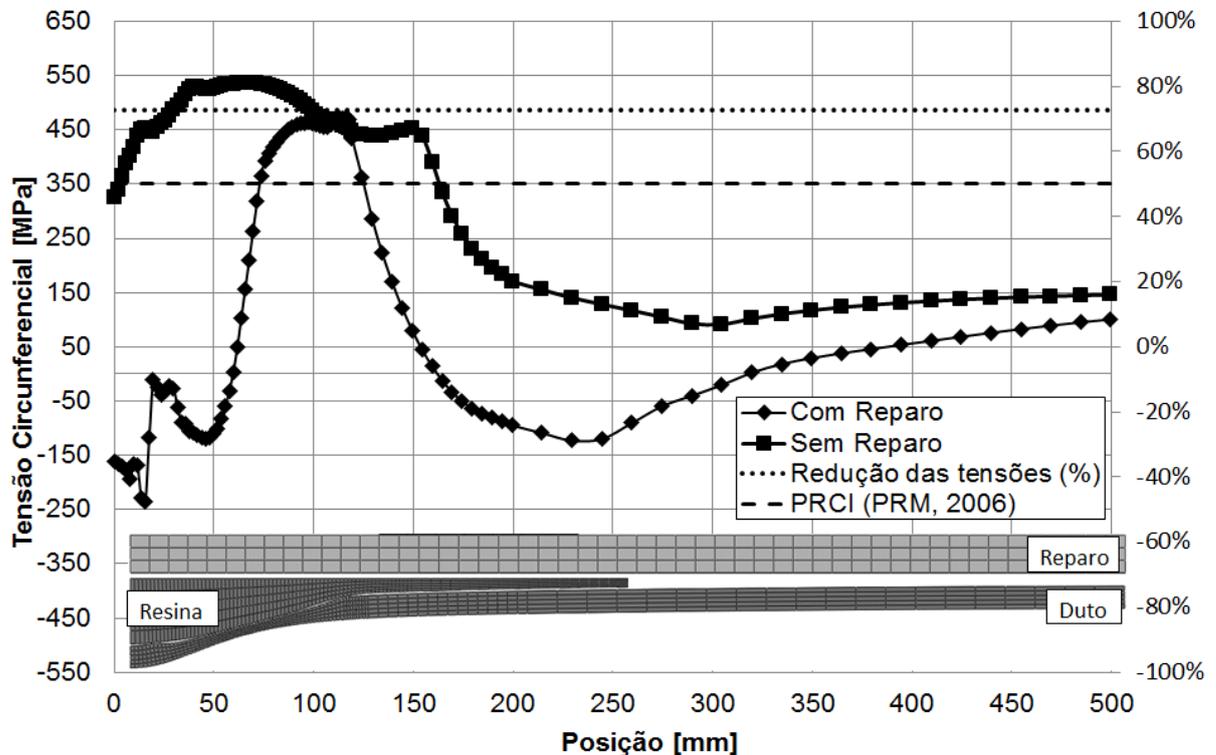
Fonte: o autor

Como o objetivo dessa simulação é avaliar o comportamento do corpo de prova submetido à fadiga, as tensões compressivas foram plotadas como nulas na Figura 44, para facilitar o entendimento. Com base nos dados apresentados na Figura 44, é possível notar que, para a condição sem reparo, existe variação de tensões trativas em toda a extensão do defeito sendo o valor máximo de 536 MPa, localizado a 68 mm do centro da mocha. Já na condição com aplicação do reparo, o valor máximo de variação de tensões circunferenciais trativas foi 264 MPa, localizado a 78 mm do centro da mocha. Sendo assim, houve uma redução mínima das tensões trativas de 56%, se comparadas às condições sem aplicação do reparo e com aplicação do reparo na região defeituosa.

Segundo a Figura 11, a aplicação de reparo com a redução da pressão do duto a 0 bar, teria uma transferência de carga (ou redução das tensões) da ordem de 50 % para um ajuste perfeito entre duto e calha. O PRCI (2006) também relata que existem técnicas para aumentar a eficiência do reparo como calhas com carregamento circunferencial. Na Figura 45, podem ser vistos os valores de tensão (deformação) para os casos com e sem reparo, juntamente com o valor percentual de redução de tensões e a comparação com o valor proposto por PRCI (2006), para a condição de pressão máxima na qual foi realizado o ensaio, ou seja, 65bar.

Através da Figura 45, é possível verificar os benefícios em aplicar o reparo por dupla calha utilizando carregamento externo mecânico, visto que, no caso estudado para a condição de ajuste perfeito entre luva e duto, estaria prevista uma redução de 50 % dos valores médios da tensão. No caso onde foi aplicado o carregamento externo, foi possível verificar uma redução média na região do reparo de 72,8 %.

Figura 45: Tensões circunferenciais trativas na região reparada para os casos com e sem reparo na pressão de 65 bar, juntamente com o valor médio de redução de tensões na região reparada e o valor proposto por PRCI (2006)



Fonte: o autor

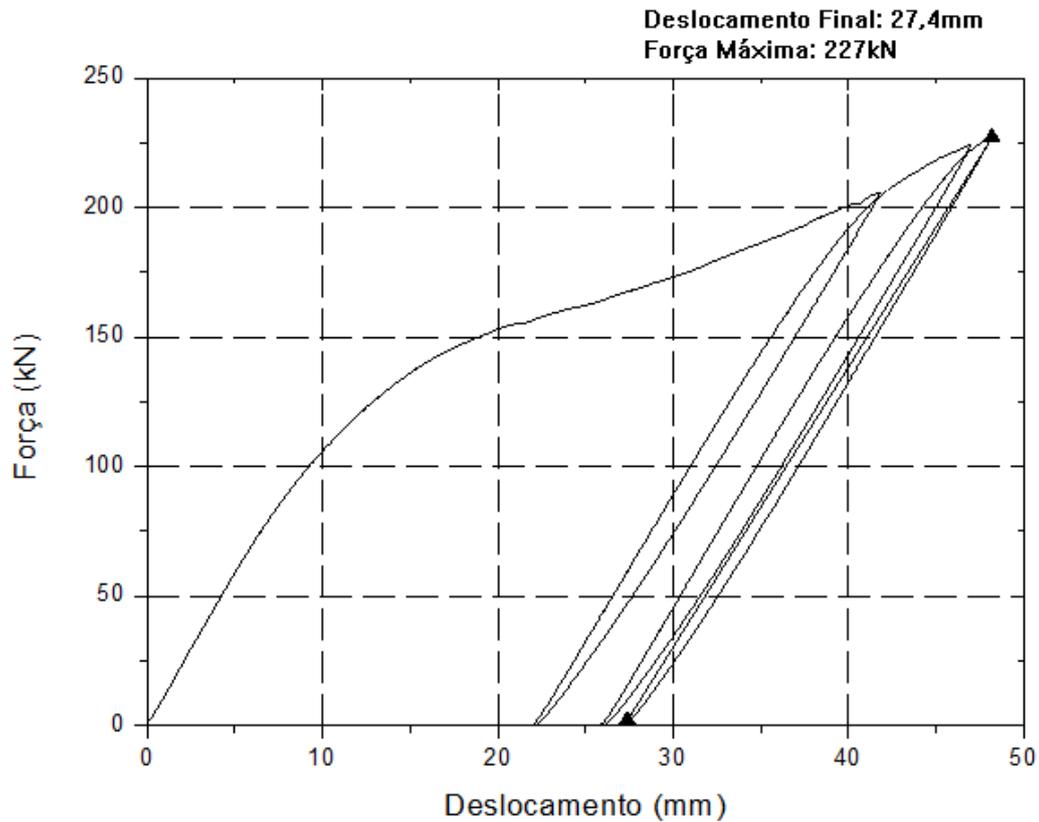
5.2. Reprodução do defeito do tipo moosa com cava

A reprodução do defeito foi dividida em duas etapas, isto é, primeiramente, a moosa, depois a cava, conforme o capítulo 4.4. Os resultados obtidos são apresentados nas seções 5.2.1 e 5.2.2.

5.2.1. Moosa

A reprodução do defeito do tipo moosa foi realizada conforme descrito no capítulo 4.4. Os amassamentos realizados nos cinco corpos de prova apresentam comportamento semelhante. Dessa forma, é apresentado na Figura 46 um gráfico de força em relação ao deslocamento para o corpo de prova 01.

Figura 46: Comportamento da força em função do deslocamento durante a reprodução do defeito mossa para o corpo de prova 01



Fonte: o autor

Os dados adquiridos nos ensaios de reprodução das mossa foram utilizados para calibração do modelo de elementos finitos, visto a excelente reprodutibilidade dos resultados. A Tabela 6 traz os dados de força e deslocamento finais para todos os cinco corpos de prova.

Tabela 6: Deslocamento final e força máxima para reprodução do defeito tipo mossa

Corpo de Prova	Deslocamento Final (mm)	Força Máxima (kN)
Tubo 01	27,4	227
Tubo 02	27,2	249
Tubo 03	27,0	231
Tubo 04	27,5	228
Tubo 05	26,9	226
Média	27,4	232
Desvio Padrão	0,3	9,6

Após a realização dos amassamentos, os dutos foram inspecionados através de ensaio não destrutivo por líquido penetrante a fim de garantir que nenhuma descontinuidade fosse gerada durante a reprodução do defeito. Uma imagem do ensaio de inspeção por líquido penetrante pode ser vista na Figura 47. Todos os dutos mostraram-se íntegros após a reprodução do defeito do tipo *mossa*.

Figura 47: Inspeção por ensaio não destrutivo após realização do amassamento



Fonte: o autor

5.2.2. Cava

Conforme descrito no Capítulo 4.4, a cava foi gerada por meio de usinagem com disco abrasivo e a espessura do duto na região de reprodução do defeito cava foi medida via ultrassom. Os valores registrados nas medições de espessura (mm), bem como a profundidade da cava (% espessura) e a espessura removida (mm) são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7: Dados referentes à reprodução do defeito cava

Corpo de Prova	Profundidade da Cava (% da parede)	Espessura Real (mm)	Parede Remanescente (mm)	Espessura removida (mm)
CP 01	40%	9,740	5,7	4,0
CP 02	60%	9,780	3,8	6,0
CP 03	60%	9,710	3,8	5,9
CP 04	60%	9,706	3,8	5,9
CP 05	60%	9,690	3,8	5,9

Fonte: o autor

Uma imagem do defeito tipo cava com profundidade de 60 % pode ser vista na Figura 48:

Figura 48: Usinagem da cava no corpo de prova 02, com a remoção de 60 % da espessura



Fonte: o autor

5.3. Ensaio de fadiga sem reparo

Os ensaios de fadiga sem reparo foram realizados com o objetivo de produzir uma amostra de referência a fim de que, posteriormente, essa amostra fosse comparada com as amostras reparadas, submetidas aos ensaios de fadiga. Dessa forma, essa etapa foi realizada iterativamente com as etapas de definição dos parâmetros do defeito e simulação numérica na qual foram definidos os parâmetros de aplicação do reparo.

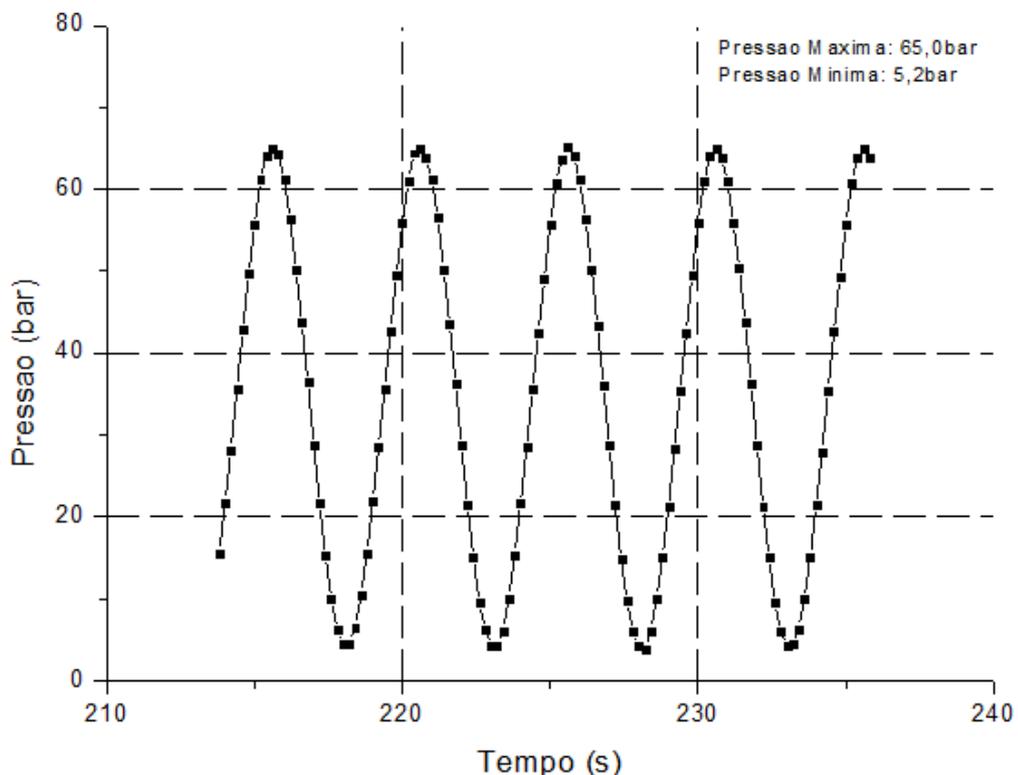
A primeira amostra (corpo de prova 01) foi ensaiada conforme metodologia descrita nos capítulos 4.2 e 4.3. Nessas condições, essa amostra resistiu a um número de ciclos equivalente a 100,4 anos (Equação 04), sem apresentar vazamento, não sendo esse um parâmetro relevante para comparar com dutos reparados que, por definição, deveriam resistir a uma vida equivalente a 100 anos.

Diante disso, os parâmetros de ensaio foram reavaliados e foi decidido transpor a profundidade máxima do defeito cava, definido pela ASME B31.4 (2006). Então, no corpo de prova 02, foi usinada uma cava com profundidade de 60 % da espessura nominal do duto localizada no centro da mocha. Novamente, o duto resistiu ao ensaio de fadiga ao número de ciclos equivalente a 100,1 anos de operação.

Com esses dados, novamente foi necessário reavaliar os parâmetros de ensaio e, através da simulação numérica, foi possível concluir que a região mais solicitada do duto estaria localizada na superfície externa do defeito, no plano longitudinal do duto, conforme pode ser visto na Figura 25. Assim, o corpo de prova 03 foi preparado com o defeito cava com profundidade de 60 % da espessura nominal do duto deslocada 60mm do centro da amostra. Nessa condição de severidade do defeito do tipo mocha com cava, o duto resistiu ao ensaio de fadiga ao número de ciclos equivalente a 47,2 anos de operação. Sendo assim, o corpo de prova 03 foi utilizado como comparação para os corpos nos quais foram aplicados o reparo por dupla calha.

Os dados de pressão em função do tempo para os corpos de prova 01, 02 e 03 são muito semelhantes, visto que a pressão é o parâmetro de controle do ensaio. Na Figura 49, é apresentado um gráfico da variação da pressão em função do tempo para o corpo de prova 01.

Figura 49: Variação de pressão em função do tempo durante o ensaio de fadiga para o corpo de prova 01. As variações de pressão são as mesmas para todos os corpos de prova



Fonte: o autor

Os dados de variação de deformação em função do tempo, para os corpos de prova 01, 02 e 03, nos quais foram realizados ensaios de fadiga nos dutos com defeito do tipo mocha com

cava sem reparo, são apresentados nas Figura 65, Figura 66 e Figura 67 do APÊNDICE A, respectivamente. A falta de dados ou descontinuidade para alguns trechos do gráfico é devido a eventuais quedas de energia ou de descolamento do extensômetro durante a execução dos ensaios.

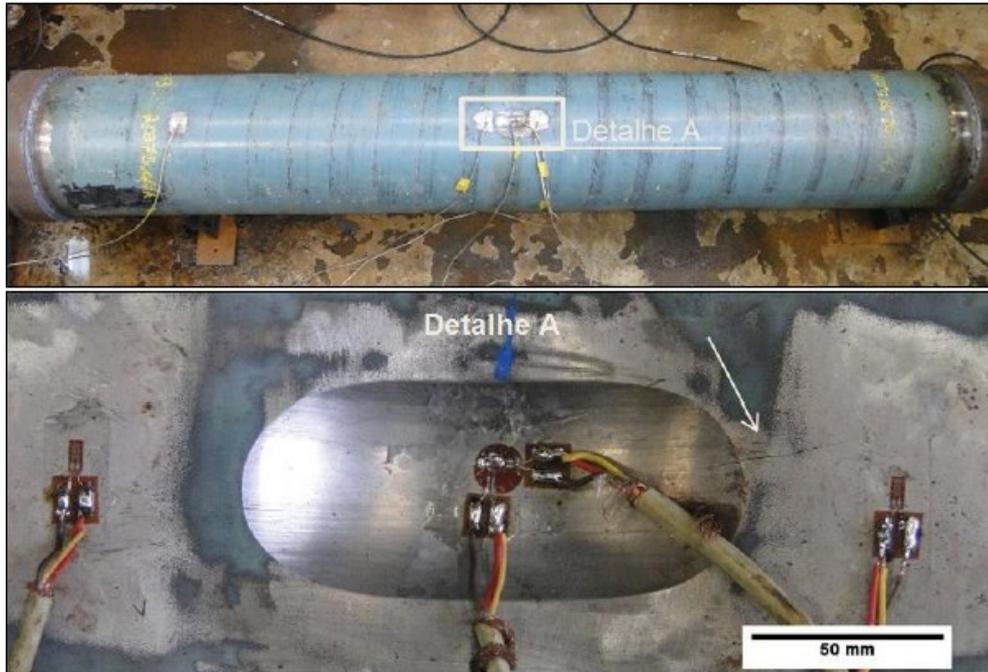
O aspecto da região do defeito para os corpos de prova 01, 02 e 03, após os ensaios de fadiga, pode ser visto, respectivamente, nas Figura 50, 51 e 52. O corpo de prova 01 não apresentou sinais visíveis de nucleação de trincas. O Corpo de prova 02, apesar de ter resistido a 100,1 anos de vida equivalente, apresentou uma trinca superficial não passante a direita da cava, conforme pode ser visto na Figura 51, indicado pela seta branca. Já o corpo de prova 03 apresentou trinca passante a direita da cava, conforme pode ser visto na Figura 52, indicado pela seta branca.

Figura 50: Detalhe da região do defeito do corpo de Prova 01 pós ensaio de fadiga. Não foi observado início de propagação de trinca. Ensaio interrompido com 100,4 anos de vida equivalente



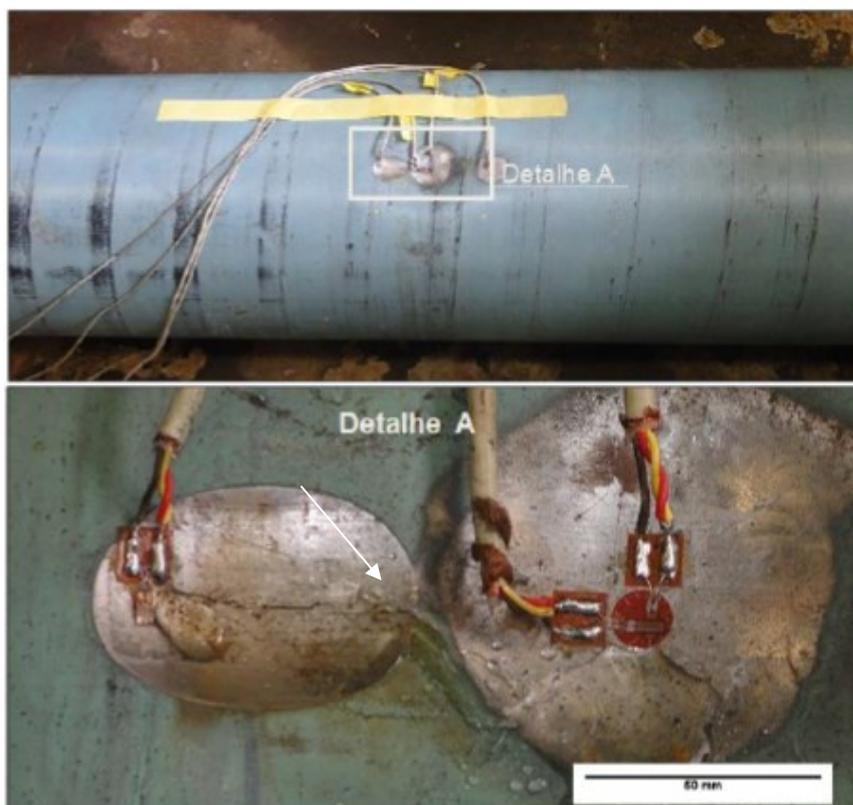
Fonte: o autor

Figura 51: Corpo de Prova 02 pós-ensaio de fadiga e detalhe da trinca não passante na região do defeito. Ensaio interrompido com 100,1 anos de vida equivalente



Fonte: o autor

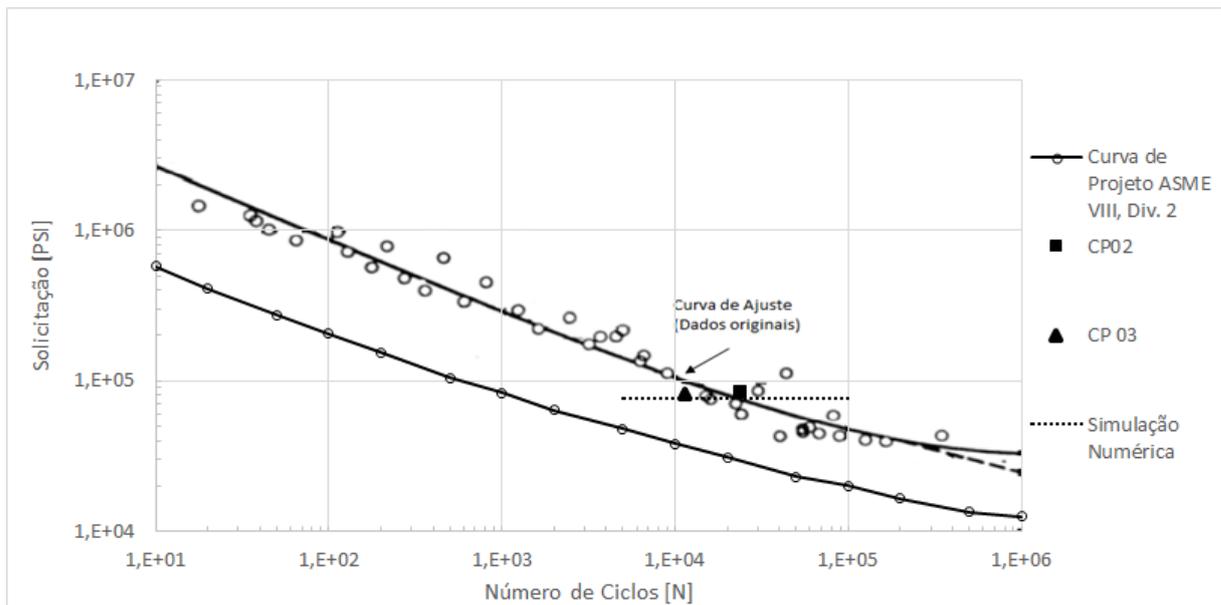
Figura 52: Corpo de Prova 03 pós-ensaio de fadiga e detalhe da trinca passante na região do defeito. Corpo de prova resistiu a 47,2 anos de vida equivalente em operação



Fonte: o autor

Os resultados obtidos nos ensaios dos corpos de prova 02 e 03 foram utilizados para validação desses. Na Figura 53, os valores de variação de tensão na região do defeito e número de ciclos até a falha para os corpos de prova 02 e 03 foram plotados e comparados com os dados (curva S-N) que constam na ASME VIII (2007) para aço baixa liga, temperatura não excedendo 371°C e $\sigma_{esc} \leq 552\text{MPa}$, conforme dados apresentados no capítulo 3.4.1., ver Figura 14.

Figura 53: Vida em fadiga dos corpos de prova 02, 03 e simulação numérica em comparação com o gráfico da curva S-N para aço carbono, baixa liga, temperatura não excedendo 371°C e $\sigma_{esc} \leq 552\text{MPa}$



Fonte: adaptado de ASME VIII (2007)

Na Figura 53, é apresentada a localização dos pontos referentes aos ensaios de fadiga realizados nos corpos de prova 02 e 03 e também a solicitação referente à simulação numérica. Esses pontos ajustam-se quase que perfeitamente à curva de ajuste formada pelos dados originais usados para estabelecer a curva S-N de projeto para aço baixa liga com amostras polidas ao ar.

Através da simulação numérica, é possível calcular a variação de tensão circunferencial na região do defeito (solicitação em PSI) frente à variação de pressão interna, modelando, dessa maneira o ensaio de fadiga. Não é possível calcular através da simulação a quantos ciclos de fadiga o duto resistiria até a falha, sendo assim, o valor da solicitação calculada através da simulação foi plotado na Figura 53 como uma linha horizontal.

Os resultados da simulação numérica mostram excelente convergência com a solicitação medida nos ensaios em escala real para os corpos de prova 02 e 03, mostrando que

o modelo representa muito bem a sollicitação mecânica na região do defeito para o ensaio de fadiga sem reparo.

Cabe ressaltar que a geometria de defeito utilizada no corpo de prova 02 não foi utilizada para a aplicação do reparo, por alcançar uma vida equivalente em operação de 100,1 anos. No entanto, como padrão de comparação para a validação dos ensaios de fadiga sem reparo, ela pode e deve ser utilizada, visto que a vida em fadiga promoveu uma trinca superficial não passante.

5.4. Localização do defeito cava na moosa

Os resultados obtidos nos ensaios de fadiga sem reparo e da simulação numérica sugerem que a posição da cava em relação à moosa possui forte influência na resistência à fadiga do componente, ou seja, para a mesma geometria de cava, podem-se ter severidades diferentes que afetarão distintamente o comportamento em fadiga.

Na Figura 39, podemos notar, na linha de tendência identificada por “tensão residual”, que a região da cava submetida aos maiores níveis de tensão circunferencial trativa ocorre a aproximadamente 75 mm a partir do centro da moosa e não no centro dessa. Isso justifica o fato de que, com a mesma geometria de defeito, apenas deslocando a cava em 60 mm no sentido longitudinal, o corpo de prova 03 apresentou em fadiga uma resistência 47,1% menor de que a resistência em fadiga observada no corpo de prova 02.

Não foram encontradas na literatura referências sobre esse tipo de comportamento. A API 579 (2000) permite avaliar a severidade de defeitos como moosa e moosa com cava, porém não faz nenhuma referência à posição relativa da cava na moosa.

Allouti, Schmitt e Pluinage (2014) estudaram a influência do defeito do tipo moosa com cava na pressão de colapso de dutos, com corpos de prova que continham mossas no centro da cava. Chegou-se à conclusão de que o defeito tipo moosa e cava exercia pouca influência na pressão final de colapso dos dutos submetidos a carregamentos hidrostáticos. O fato de as mossas terem sido reproduzidas no centro das cavas (região que não está submetida aos maiores níveis de tensão) pode ter influenciado nesses resultados.

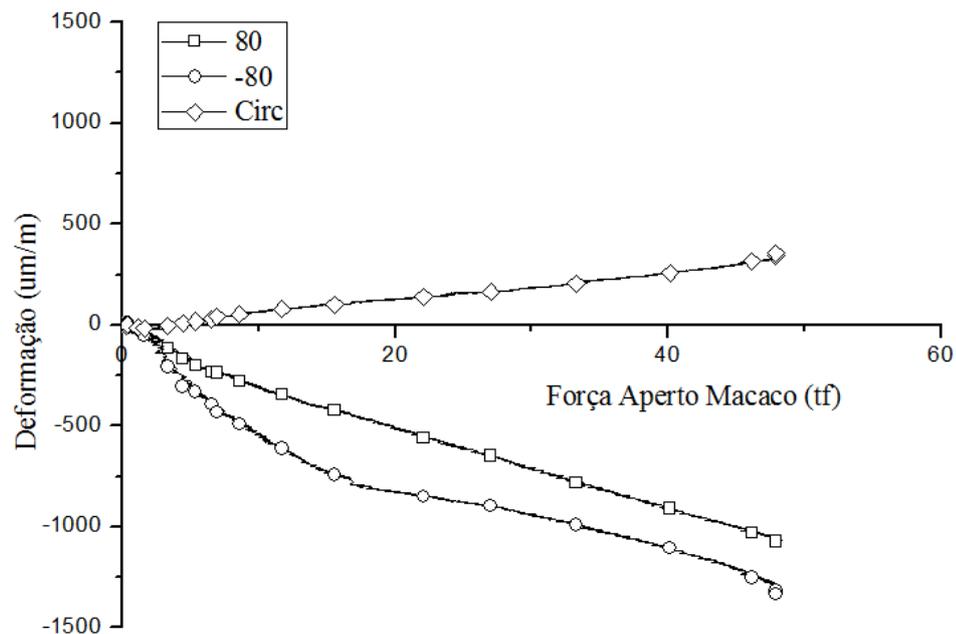
5.5. Análise da aplicação do reparo

Os dados apresentados a seguir referem-se à aplicação do reparo nos corpos de prova 04 e 05. Para facilitar o entendimento, os extensômetros denominados como +80 ou -80 mm referem-se aos sensores localizados a +80 ou -80 mm do centro do defeito, na região interna do defeito, sentido circunferencial. Já os extensômetros denominados como “circ” referem-se aos sensores localizados no centro do defeito, sentido circunferencial, conforme apresentado na Figura 33. O fato de serem apresentados dados apenas para um dos extensômetros localizados a 80mm do centro da amostra no corpo de prova 04, significa que um dos extensômetros foi danificado durante a realização dos testes.

5.5.1. Simulação numérica e aplicação do reparo

Os reparos foram aplicados conforme metodologia descrita no Capítulo 4.7. O gráfico contendo as deformações em função da carga aplicada do Corpo de Prova 04 pode ser visto na Figura 54. Os valores de deformação foram medidos na superfície interna do defeito (ver Figura 33), visto que na superfície externa foi posicionado o reparo.

Figura 54: Resultados das deformações medidas pelos extensômetros em função da força de aperto dos atuadores durante a aplicação do reparo (conforme Capítulo 4.7.) na mostra CP05. Extensômetros localizados na superfície interna do duto conforme pode ser visto na Figura 33

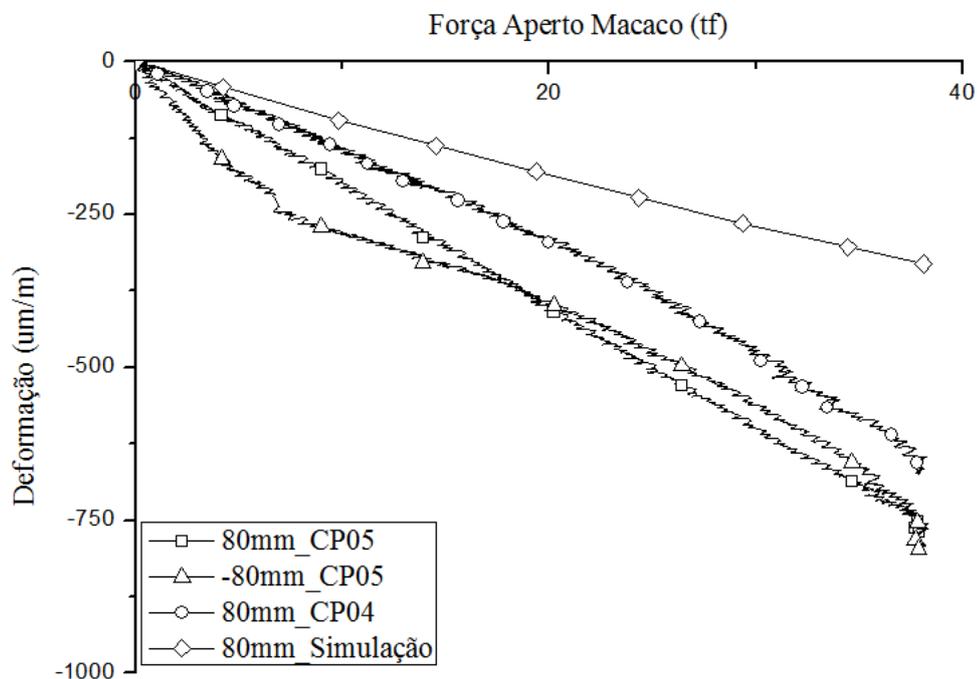


Fonte: o autor

Como pode ser visto na Figura 54, no início da aplicação da força, principalmente até aproximadamente a carga de 10 tf, os dados são altamente não lineares. Essa não linearidade a partir do início da aplicação da força pode ser explicada pelo fato de o duto e a luva não serem perfeitamente circulares e o contato no início da aplicação da carga não é aplicado de maneira homogênea entre a luva e o duto.

Dessa forma, foi decidido dar seguimento às análises considerando-se os dados de deformação a partir da carga de 10 tf, arbitrando-se esse como o ponto de carga zero. A partir desses dados, foram plotadas as curvas da deformação lida em cada extensômetro com relação à carga aplicada no atuador hidráulico em comparação com os mesmos dados referentes à simulação numérica. O gráfico apresentado na Figura 55 traz os dados de deformação dos extensômetros localizados a +80 mm e -80 mm do centro do defeito na região interna do duto para os corpos de prova 04 e 05, em comparação com os dados da simulação numérica para o mesmo ponto.

Figura 55: Resultados da deformação dos extensômetros localizados a 80 mm do centro do defeito no sentido circunferencial em função da força de aperto aplicada ao atuador hidráulico para os corpos de prova 04 e 05 e simulação numérica durante a aplicação do reparo

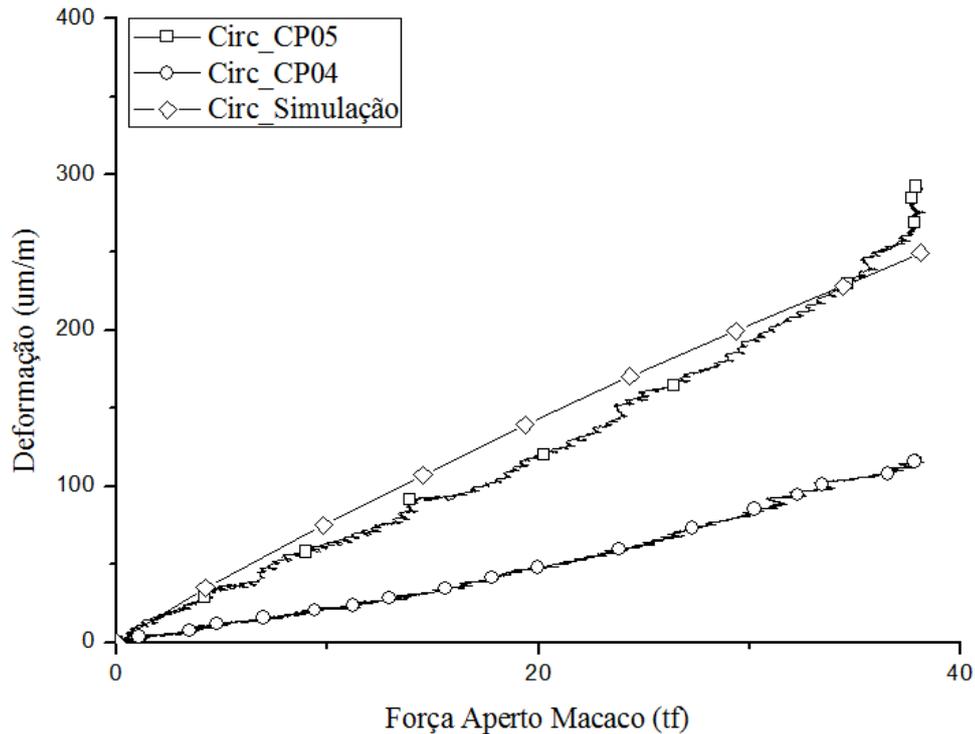


Fonte: o autor

Os resultados de deformação para as posições de ± 80 mm, Figura 55, apresentaram uma boa repetitividade, se comparados os dados dos corpos de prova 04 e 05.

A Figura 56 mostra os dados de deformação dos extensômetros localizados no centro do defeito na região interna do duto para os corpos de prova 04 e 05, em comparação com os dados da simulação numérica para o mesmo ponto.

Figura 56: Resultados da deformação dos extensômetros localizados no centro do defeito na região interna do duto no sentido circunferencial em função da força de aperto aplicada ao atuador hidráulico para os corpos de prova 04 e 05 e simulação numérica durante a aplicação do reparo



Fonte: o autor

O fato dos dados da simulação numérica não coincidirem perfeitamente com os valores experimentais pode ser explicado devido aos seguintes fatos: (a) deformações muito grandes na região do defeito aliado com uma simulação de grande complexidade, envolvendo transferência de cargas entre vários componentes: atuador hidráulico para luva, luva para resina, e resina para o duto; (b) mudanças de módulo de elasticidade na região plástica, conforme pode ser visto na Figura 46, pois o carregamento e o retorno após a plastificação seguem por caminhos diferentes, assemelhando-se a um laço de histerese e a simulação não considera esse efeito; (c) Segundo Otegui et al. (2002), variações locais nas espessuras de paredes e ovalizações nos dutos podem contribuir para as variações entre os resultados experimentais e resultados numéricos.

Os resultados de deformação para a posição central do defeito, Figura 56, apresentaram uma boa convergência entre os dados da simulação numérica e aqueles para o corpo de prova

05. Porém, pode ser observada uma dispersão entre os dados experimentais para os corpos de prova 04 e 05. Esse resultado pode ser explicado pelo fato de, mesmo com as profundidades das cavas sendo as mesmas, a geometria dos defeitos, dos dutos e das calhas não são perfeitamente as mesmas, além do posicionamento relativo do dispositivo de aperto também sofrer variações entre os dois corpos de prova.

5.5.2. Resultados de deformação na região externa do duto

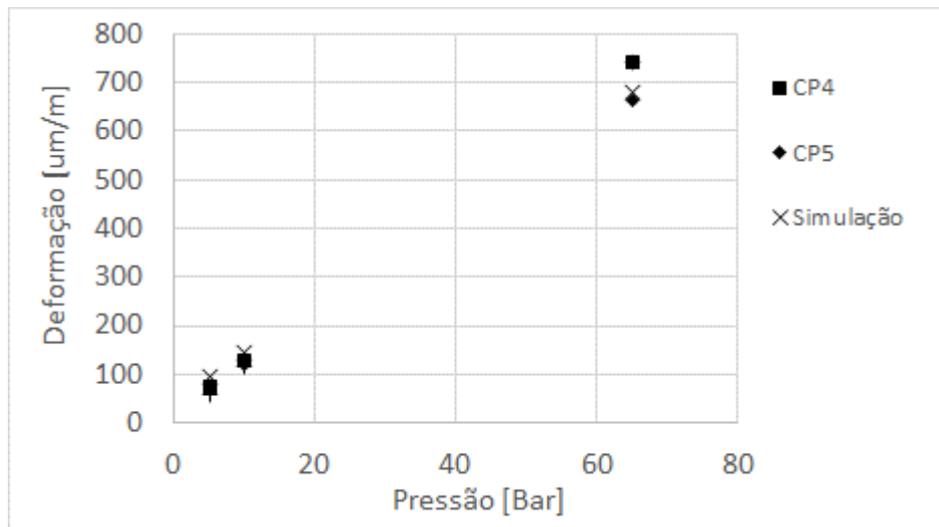
Os dados de deformação apresentados no capítulo 5.5.1 são relevantes para a validação do modelo, mas não para a análise da vida em fadiga, uma vez que os dados foram medidos na parede interna do duto, por razões óbvias, visto que não seria possível o posicionamento de extensômetros na parede externa na região do defeito durante a aplicação do reparo. As deformações que são relevantes para a avaliação da vida em fadiga são aquelas na região da cava na superfície externa do duto, conforme mostrado na Figura 25. Dessa forma, os valores de deformação que serão considerados para a avaliação do desempenho em fadiga serão os apresentados na Figura 42.

5.6. Análise dos ensaios de fadiga e explosão com reparo

Os corpos de prova 04 e 05, nos quais foram aplicados os reparos, utilizando-se o procedimento descrito no capítulo 4.7, foram então ensaiados em fadiga entre 5,2 e 65 bar, conforme descrito no capítulo 4.8, ou seja, os mesmos parâmetros utilizados para os ensaios em fadiga nos dutos de sem reparo.

Na Figura 68 e Figura 69, no Apêndice A, pode ser visto o histórico de variação de tensões dos corpos de prova 04 e 05, respectivamente. Na Figura 57, é apresentado um comparativo da variação das deformações com relação à variação de pressão no duto no extensômetro, localizado a 1.000 mm do centro da amostra, em comparação com os dados da simulação numérica.

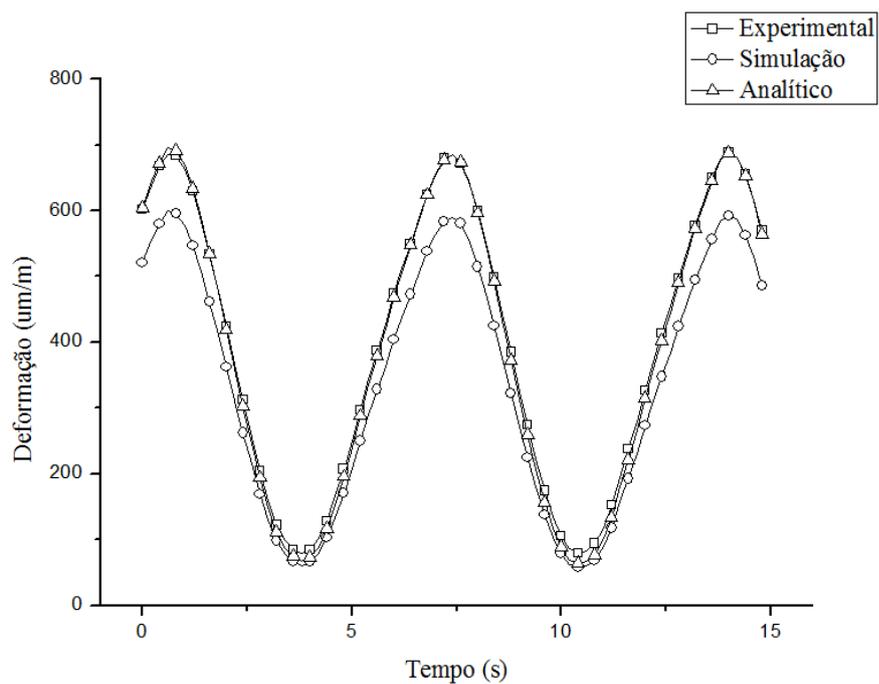
Figura 57: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação a variação de pressão durante os ensaios de fadiga com reparo dos corpos de prova 04 e 05 em comparação com os resultados da simulação numérica



Fonte: o autor

Na Figura 58, pode ser verificado o comportamento da variação das deformações ao longo do tempo para a posição de 1.000 mm do centro da amostra para o corpo de prova 04, em comparação com os valores da simulação numérica e analítico.

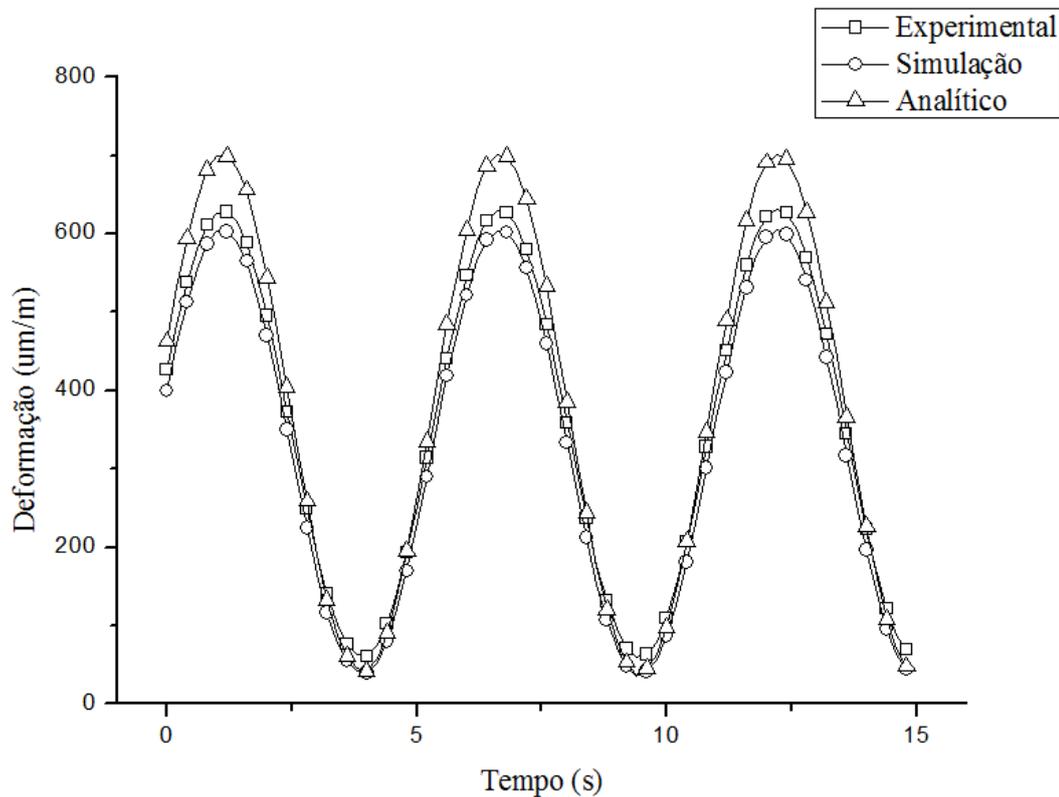
Figura 58: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação à variação do tempo durante o ensaio de fadiga com reparo do corpo de prova 04, em comparação com os resultados da simulação numérica e analítico



Fonte: o autor

Na Figura 59, pode ser verificado o comportamento da variação das pressões em função do tempo para a posição de 1.000 mm do centro da amostra para o corpo de prova 05, em comparação com os valores da simulação numérica e analítico.

Figura 59: Gráfico comparativo do comportamento das deformações com relação a variação do tempo durante o ensaio de fadiga com reparo do corpo de prova 05, em comparação com os resultados da simulação numérica e analítico



Fonte: o autor

Na Tabela 8, é apresentada uma comparação quantitativa dos dados médios de deformação entre os corpos de prova 04 e 05, a simulação numérica e o cálculo analítico. Nas Figuras 57, 58 e 59, é possível verificar a convergência entre os dados dos ensaios em escala real, simulação numérica e cálculo analítico. Na Figura 58, pode ser observado que o corpo de prova 04 apresentou valores mais coerentes com o cálculo analítico. Já na Figura 59, podemos notar que os valores de variação das deformações ao longo do tempo são mais coerentes com a simulação numérica.

A variação das deformações equivalem a 154 MPa, ou seja, 35% da tensão de escoamento do material. Os valores podem ser considerados aceitáveis, visto que apresentam valores muito próximos, tanto aos dados de simulação numérica quanto aos dados analíticos. A

máxima diferença encontrada entre as médias das deformações foi entre o CP04 e a simulação numérica, isto é um valor de 15,5 %. A diferença entre os dois corpos de prova foi de 2,5 %.

Tabela 8: Comparativo dos dados de deformação entre os corpos de prova 04 e 05 com relação a simulação numérica durante os ensaios de fadiga com reparo

Amostra	Deformação Média [um/m]	Diferença para a simulação [um/m]	Diferença para o cálculo analítico [um/m]
CP04	372	15,5%	2,4%
CP05	363	13,3%	0,2%
Simulação	314	-	13,4%
Analítico	363	13,4%	-

Fonte: o autor

Ambos os dutos reparados submetidos à fadiga suportaram 24.100 ciclos, o que corresponde a 100,1 anos de vida equivalente em operação, conforme Equação 4, atendendo ao objetivo do trabalho. Posto que não foram observadas trincas após os ensaios de fadiga nos corpos de prova, a resistência remanescente dos dutos foi avaliada através de ensaios hidrostáticos até a ruptura.

Os ensaios hidrostáticos foram realizados conforme procedimento descrito no Capítulo 4.9 – Ensaios Hidrostáticos e instrumentados, conforme apresentado na Figura 38. Em ambos os corpos de prova, pode ser observado o rompimento do duto em uma posição fora da região de aplicação do reparo, ou seja, no trecho do duto que estava inicialmente íntegro, conforme pode ser observado na Figura 60 e na Figura 61.

Figura 60: Corpo de prova 04 após ensaio hidrostático, apresentando rompimento fora da região de aplicação do reparo



Fonte: o autor

Figura 61: Corpo de prova 05 após ensaio hidrostático, apresentando rompimento fora da região de aplicação do reparo

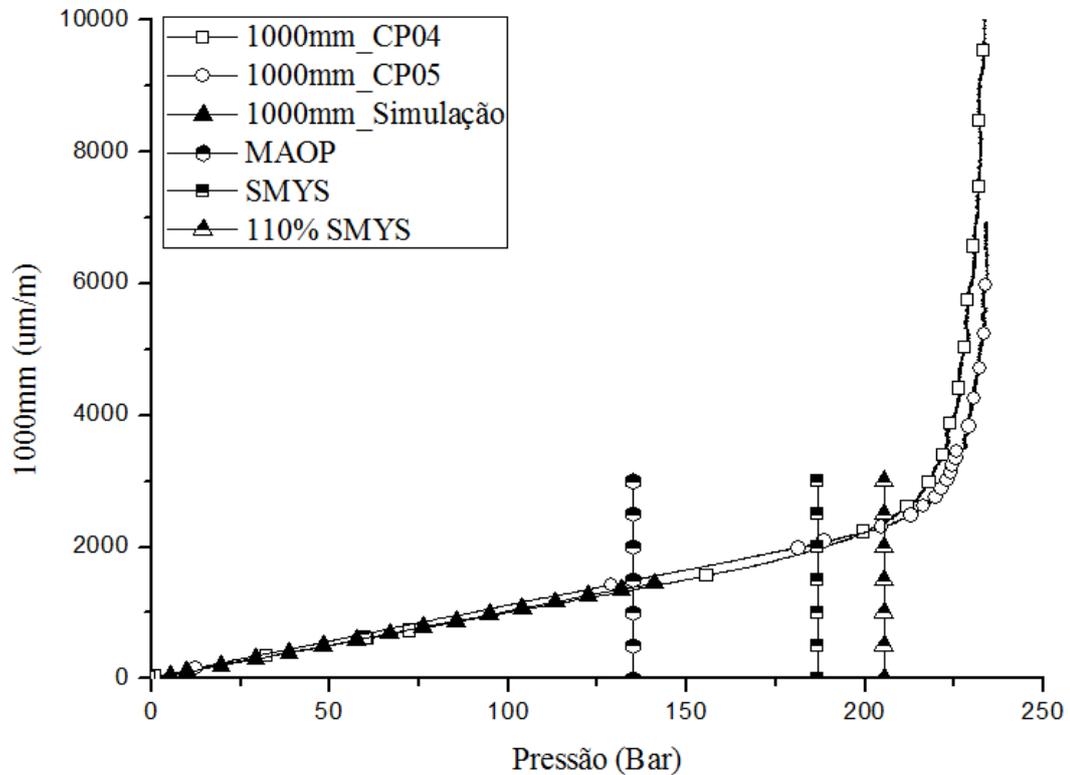


Fonte: o autor

Na Figura 62, pode ser visto o comportamento das deformações dos corpos de prova 04 e 05 ao longo do ensaio hidrostático em comparação com a simulação numérica para os extensômetros localizados a 1.000 mm do centro da amostra. Ambos os corpos de prova apresentam comportamento bastante semelhante até próximo ao colapso. O corpo de prova 05 mostrou deformação final maior que o corpo de prova 04. Isso pode ser explicado pelo fato de o extensômetro do corpo de prova 04 ter descolado antes do extensômetro do corpo de prova 05, mas ambos apresentam um comportamento assintótico próximo à pressão de colapso, que é de 234 bar. Os resultados da simulação numérica também se mostram extremamente coerentes com ambos os resultados experimentais. Porém, somente existem dados da simulação numérica até a pressão de 140 bar, visto que acima desse carregamento houve desestabilização do modelo, possivelmente em função das não linearidades na região do defeito.

Como comparação, foram plotados, no gráfico da Figura 62, pressões representativas de projeto referentes à MAOP, SMYS e 110% SMYS. Podemos notar também que as deformações no duto se comportam de maneira linear até exatamente a pressão correspondente a 110% SMYS, sendo essa a pressão utilizada para a realização de testes hidrostáticos em campo.

Figura 62: Deformações em relação a pressão para o extensômetro localizado no corpo de prova a 1000mm do centro da amostra para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação numérica. No mesmo gráfico, está plotadas pressões típicas MAOP, SMYS e 110 % SMYS, sendo MAOP: *Maximum Allowable Operating Pressure* e SMYS: *Specified Minimum Yield Strength*

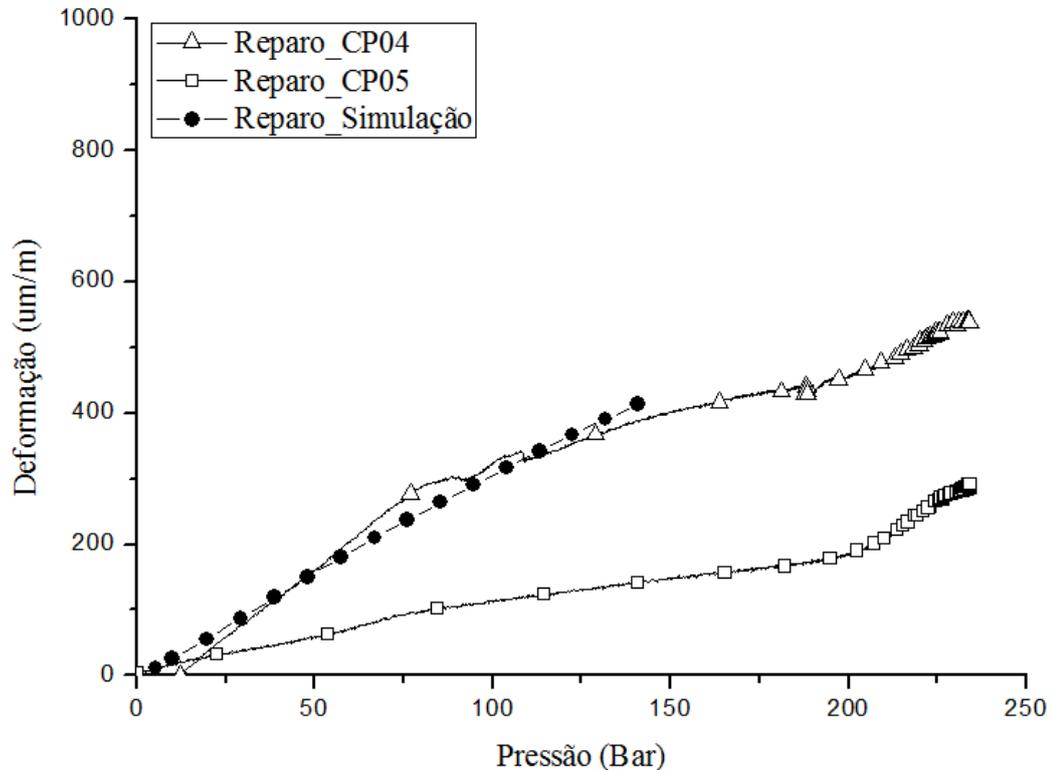


Fonte: o autor

Conforme pode ser visto no comportamento das tensões na superfície externa localizada a 1.000 mm do centro da amostra fora da região reparada, existe uma linearidade até 110% da SMYS, pressão na qual é realizado o teste hidrostático em campo. Esse resultado ratifica essa definição, uma vez que leva o duto para uma condição no limiar da plastificação do material e, no caso da existência de pequenos defeitos como trincas, essas terão sua ponta plastificada, melhorando o desempenho em fadiga.

Na Figura 63, são apresentados os dados das deformações dos corpos de prova 04 e 05 ao longo do ensaio hidrostático em comparação com a simulação numérica para os extensômetros localizados no centro do reparo. As não linearidades observadas nos resultados experimentais são explicadas pelo fato de que amostra e reparo não são perfeitamente cilíndricos e também devido às acomodações entre reparo, resinas e corpo de prova durante a pressurização. Pode ser observada uma relação muito boa entre os resultados experimentais do corpo de prova 04 e os resultados da simulação numérica.

Figura 63: Deformações em relação a pressão para o extensômetro localizado no centro do reparo para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação numérica



Fonte: o autor

Para uma avaliação quantitativa dos resultados dos ensaios hidrostáticos, foram dispostos na Tabela 9 os valores dos coeficientes angulares da relação deformação/pressão durante os ensaios hidrostáticos para os corpos de prova 04 e 05 em comparação com os dados da simulação numérica para os extensômetros localizados no duto a 1.000 mm do centro da moosa e no reparo, localizados no centro da amostra. Os valores dos coeficientes lineares foram obtidos por meio de ajuste linear das curvas.

É possível notar uma excelente convergência entre os dados da simulação numérica e aqueles medidos no corpo de prova CP04, dentro de uma variação de 10%. Já os dados medidos no corpo de prova CP05, localizado no centro do reparo apresentou uma variação muito pequena das deformações com relação à variação de pressão, com um erro de 66% comparado à simulação numérica.

Conforme comentado acima, esse comportamento pode ser explicado pelo duto e pelo reparo não serem perfeitamente circulares, por variações nas espessuras de paredes e por acomodações entre duto, reparo e resina durante o ensaio hidrostático. Outro motivo para essa

variação seria um descolamento parcial do extensômetro, sendo que esse continua medindo, mas com dados incoerentes.

Tabela 9: Coeficientes angulares da relação entre pressão e deformação durante os ensaios hidrostáticos para os corpos de prova 04 e 05 e para a simulação numérica

	Coeficiente angular 1.000mm	Diferença entre experimental e simulação 1.000mm	Coeficiente angular reparo	Diferença entre experimental e simulação reparo
Simulação	10,3	-	3,0	
CP04	10,9	5,8%	2,7	-10,0%
CP05	9,9	-3,9%	1,0	-66,7%

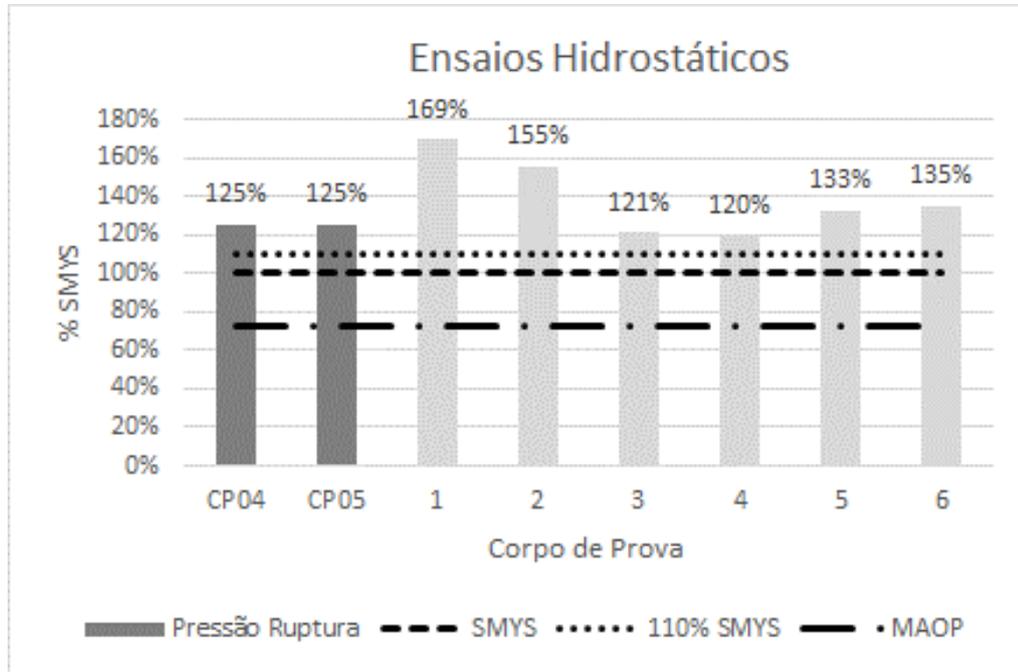
Fonte: o autor

O dado que mais chama a atenção é o fato dos dois dutos romperem com uma pressão muito semelhante, ou seja, 234 bar, muito próximo à pressão calculada para um duto íntegro (Equação 01, que seria de 239 bar, ou seja, uma diferença de apenas 2,1%).

Na Figura 64, são apresentadas as pressões de ruptura dos ensaios hidrostáticos realizados nos corpos de prova 04 e 05, juntamente com pressões representativas, sendo elas MAOP (*maximum allowable operating pressure*), pressão máxima de operação admissível, SMYS (*Specified Minimum Yield Strength*), pressão correspondente à tensão mínima de escoamento especificada e 110% SMYS, sendo essa a pressão utilizada para ensaios hidrostáticos na linha para garantir integridade quando danos por corrosão são esperados na linha (OTEGUI et al., 2002). O cálculo da pressão máxima de operação admissível foi realizado através da ASME B31.4 (2006), conforme seção 402.3.1- *Allowable Stress Values*, considerando-se que o duto foi construído por processo de soldagem por resistência elétrica (fator de junta=1, tabela 402.3.1(a)).

Juntamente com os resultados acima citados, são apresentados os resultados de testes hidrostáticos em 06 dutos (01 a 06), apresentados no trabalho de Otegui et al. (2002).

Figura 64: Resultados dos ensaios hidrostáticos dos corpos de prova 04 e 05, em comparação com pressões representativas de operação. Também são comparados resultados de testes hidrostáticos realizados por OTEGUI et al. (2002), sendo MAOP: *Maximum Allowable Operating Pressure* e SMYS: *Specified Minimum Yield Strength*



Fonte: o autor

Conforme pode ser verificado, na Figura 64, os resultados obtidos com os ensaios hidrostáticos mostram convergência com os resultados obtidos por Otegui et al. (2002), sendo que as pressões de ruptura encontradas para os CPs 04 e 05 ficaram entre os valores máximos e mínimos encontrados na literatura.

6. CONCLUSÕES

Segmentos de dutos de aço API 5L Gr. X65 com defeitos do tipo moosa com cava foram reparados com dupla calha, sem solda circunferencial e com carregamento externo e seu comportamento foi avaliado em fadiga e em testes hidrostáticos. Foram definidos os parâmetros para aplicação do reparo com base nas normas e simulações numéricas através do método de elementos finitos (MEF). A execução do reparo, segundo parâmetros definidos, permitiu determinar as conclusões abaixo.

Através da simulação numérica, foi possível definir o carregamento externo de 48tf a ser executado durante a aplicação do reparo a fim de induzir tensões trativas nos níveis desejados. Através da simulação numérica, foi possível também definir a melhor posição da relativa da moosa na cava sendo está situada a 60mm do centro da moosa. Os dados medidos durante a produção das amostras, aplicação do reparo e ensaios de fadiga e hidrostáticos foram utilizados para validação das simulações.

O defeito tipo moosa com cava foi reproduzido em trechos de dutos íntegros conforme parâmetros disponíveis na literatura (ASME B31.4, 2006), porém, após a execução do ensaio de fadiga no primeiro corpo de prova ficou evidente que a severidade do defeito com esses parâmetros não seria representativa, uma vez que o duto defeituoso e sem reparo resistiu a vida equivalente em fadiga de 100 anos de operação sem apresentar trinca.

Dessa forma, foi definido produzir defeitos mais severos que os limites da ASME B31.4, (2006) para efeito de comparação da vida em fadiga de dutos defeituosos sem reparo e dutos defeituosos reparados. Através da interação entre simulação numérica e ensaios de fadiga em dutos, ficou definido que a geometria que produziu a severidade representativa foi uma moosa de 6% do diâmetro externo do duto, com uma cava de 60 % da espessura da parede do duto e deslocada 60mm do centro da moosa.

Foi verificado que a localização espacial de uma mesma geometria de cava na moosa é crítica para definição da severidade do defeito. Cavas localizadas no centro da moosa não possuem a mesma severidade de cavas deslocadas no plano longitudinal do duto, visto que a região de maior tensão está deslocada neste plano. O comportamento em fadiga de dois corpos de prova sustentam essa afirmação, uma vez que ambos possuem a mesma geometria de moosa, porém um possui a cava deslocada 60mm do centro da moosa no plano longitudinal em relação

ao outro. Somente pela mudança na localização da cava na massa, a vida equivalente em fadiga foi reduzida em 53% (de 100,1 anos para 47,2 anos). Não foram encontradas referências em normas sobre a avaliação da posição da cava na massa, sendo que esse fato pode ser questionado quanto ao correto tratamento quando a cava não estiver posicionada no centro da massa.

A comparação dos dados experimentais com os dados da simulação numérica durante a aplicação do reparo apresentou uma boa correlação. As dispersões encontradas entre os dados numéricos e experimentais podem ser explicadas devido a vários fatores, entre eles, variações locais nas espessuras das paredes das amostras e ovalizações (OTEGUI et al., 2002). As correlações entre os dados numéricos, analíticos e experimentais dos ensaios de fadiga com reparo mostraram-se bastante coerentes, com erros máximos na faixa de 15%. A transição do alívio para o aperto apresentou uma perda das tensões de aperto na região sob tração de aproximadamente 1%, sendo praticamente desprezível, visto a magnitude de tensões compressivas induzidas no duto. Comparando-se o comportamento em fadiga do modelo com e sem reparo, a variação das tensões entre as pressões de 5,2 e 65 bar mostrou uma redução mínima de 56 % na região submetida aos esforços trativos e maior do que 60 % na região de máxima tensão trativa.

A partir dos ensaios de fadiga e ensaios hidrostáticos realizados e dado a severidade dos defeitos reproduzidos, foi possível verificar a alta efetividade dos reparos, visto que as amostras danificadas após reparadas resistiram um número de ciclos nos ensaios hidrodinâmicos correspondente a mais de 100 anos de operação. Após a realização desses, o resultado dos ensaios hidrostáticos mostrou que os dutos resistiram a uma pressão 25 % maior que pressão correspondente à tensão mínima de escoamento especificada e a uma pressão apenas 2,1% abaixo da pressão de ruptura calculada analiticamente.

Outro ponto que evidencia a eficiência dos reparos aplicados é o fato de os dois dutos ensaiados hidrostaticamente terem rompido fora da região de reparo. Foi verificado, por meio dos ensaios realizados, que é possível executar o reparo por dupla calha com sucesso de massas com cavas mais severas do que aquelas indicadas na norma ASME B31.4 (2006). Por fim, os resultados dos ensaios hidrostáticos em dois corpos de prova, após reparados, foram comparados com dados de ensaios hidrostáticos da literatura e com pressões típicas de projeto (MAOP, SMYS e 110% SMYS). Os resultados dos ensaios hidrostáticos mostraram-se adequados, uma vez que as pressões de ruptura dos dois corpos de prova situaram-se entre os valores máximos e mínimos encontrados na literatura.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados apresentados foram validados para aplicação de reparos por dupla calha em dutos de 18", com defeitos tipo moosa com cava sem iteração com regiões soldadas. A fim de que esses reparos possam ser aplicados em campo em um maior número de casos, são propostos os seguintes temas a serem estudados:

- Efeito da variação de diâmetros e espessuras nos parâmetros de aplicação dos reparos.
- Relação entre a pressão da linha no momento da aplicação do reparo e a pressão de operação.
- Gerar um modelo computacional calibrado para um grande número de severidades de defeitos, espessuras e materiais.
- Reproduzir a metodologia apresentada para outros tipos de defeitos, como, por exemplo, mossas com maior severidade, mas sem a iteração com outro tipo de defeito, e perda de espessura.
- Estudar defeito tipo moosa em soldas longitudinais, visto que Escoe (2006) salienta, em seu trabalho, que não existem métodos para predizer parâmetros de ruptura para esse caso.
- Estudar a condição de deslocamento da posição relativa da moosa na cava para quantificar a sensibilidade quanto a esta posição, gerando dados para correta avaliação de condições encontradas em campo. Também avaliar qual a posição é mais crítica para cada caso, em fadiga e para condição hidrostática.

REFERÊNCIAS

- ALEXANDER, C. R. Review of Experimental and Analytical Investigations of Dented Pipelines. **Stress: The International Journal on the Biology of Stress**, Houston, Texas, p. 1-13, Aug. 1999.
- ALLOUTI, M.; SCHMITT, C.; PLUVINAGE, G. Assessment of a gouge and dent defect in a pipeline by a combined criterion. **Engineering Failure Analysis**, Ars Laquenexy, v. 36, p. 1-13, jan. 2014.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **B31.4: Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids**. [S.l.], 2006.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Section VIII: ASME Boiler and Pressure Vessel Code**. Paris, 2007.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12712: Projeto de sistemas de transmissão e distribuição de gás combustível**. Rio de Janeiro, 2002.
- BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **BS 8010: Code of practice for Pipelines, Part 2. Pipeline on land: design, construction and installation, Section 2.8. Steel for oil and gas**. London, 1992.
- CHOPRA, O. K.; SHACK, W. J. Margins for ASME Code Fatigue Design Curve: Effects of Surface Finish and Material Variability. **Pressure Vessel and Piping Codes and Standards**, Cleveland, Ohio, v. 2003, p. 71-85, Jul. 2003.
- CLOCK SPRING. **Clock Spring® Company LP**. Disponível em: <[ww.clockspring.com](http://www.clockspring.com)>. Acesso em: 18 nov. 2015.
- COSHAM, A.; HOPKINS, P. **The pipeline defect assessment manual**. In: INTERNATIONAL PIPELINE CONFERENCE CALGARY, 4., 2002, Alberta, Canada. Proceedings of IPC. Calgary: ASME, 2002. V. 44, p. 0-17. Disponível em: <<http://www.penspenintegrity.com/downloads/virtual-library/pdam.pdf>>. Acesso em: 20 mar. 2016.
- COSHAM, A.; HOPKINS, P. **An Overview of the Pipeline Defect Assessment Manual**. In: INTERNATIONAL PIPELINE TECHNOLOGY CONFERENCE, 4., 2004, Oostende, Belgium. Electronic Proceedings, Oostende, 2004. V. 44, p. 1-13. Disponível em: <http://eprint.ncl.ac.uk/pub_details2.aspx?pub_id=7625>. Acesso em: 20 mar. 2016.
- E.A. SERVICES. **E.A. Services**. Disponível em: <www.easervices.com/>. Acesso em: 18 nov. 2015.
- EGIG, E. G. P. I. D. G. **9th Report of the European Gas Pipeline Incident Data Group (1970 - 2013)**. [s.l: s.n.], 2015.
- EICHLER, B. B. et al. **Avaliação dos Efeitos Ambientais e Ecológicos Referente ao Acidente Ocorrido em Janeiro/2000 no Oleoduto PE/II da Refinaria Duque de Caxias**

(Reduc-Petrobrás) na Baía de Guanabara – RJ. In: II CONGRESSO SOBRE PLANEJAMENTO E GESTÃO DAS ZONAS COSTEIRAS DOS PAÍSES DE EXPRESSÃO PORTUGUESA, 2., 2003, Recife – PE. Anais eletrônicos, Recife, 2003. P. 1-5. Disponível em: <http://www.abequa.org.br/trabalhos/gerenciamento_69.pdf>. Acesso em: 22 mar. 2016.

ESCOE, A. K. Fitness-for-Service Topics of Local Thin Areas, Plain Dents, Dents-Gouges, and Cracks for Piping. In: _____. **Piping and Pipelines Assessment Guide**. Burlington: Elsevier, 2006. v. 1, p. 100–200.

FADEL, A. A. **Avaliação do Efeito de Tracionamento em Elevados Níveis de EDS Sobre a Resistência em Fadiga do Condutor IBIS (CAA 397,5 MCM)**. 2010. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2010.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**. [s. n.]. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. Trad. Luiz Fernando de Castro Paiva. Rev. técnica Marco Lucio Bittencourt.

HOPKINS, P. **The application of fitness for purpose methods to defects detected in offshore transmission pipelines**. In: CONFERENCE ON WELDING AND WELD PERFORMANCE IN THE PROCESS INDUSTRY, 1992, London. Anais eletrônicos. London, IBC, 1992.

KÜCHLER, M. M. **Aplicação de Técnica da Dupla Camada na Soldagem de Dutos em Operação**. 2009. 95 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais (PPGEM), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

MACDONALD, K. A. et al. Assessing mechanical damage in offshore pipelines – Two case studies. **Engineering Failure Analysis**, [s.l.], v. 14, n. 8, p. 1667–1679, Nov. 2007.

MATO, T. **Transpetro, Programa de Relacionamento com as Partes Interessadas**. [S.l.: s.n.], 2014. 28 f. Disponível em: <<http://slideplayer.com.br/slide/1759911/#>>. Acesso em: 9 nov. 2015.

MELLER, P. **Gas Pipeline Explosion Kills About 15 in Belgium**. 2004. Disponível em: <http://www.nytimes.com/2004/07/31/world/gas-pipeline-explosion-kills-about-15-in-belgium.html?_r=0>. Acesso em: 27 nov. 2015.

MENICONI, L. C. DE M. (CENPES/PDP/TMEC) et al. **Comportamento Mecânico de Luvas Metálicas Bipartidas para Reparo de Dutos Terrestres**. Projeto 601032. Relatório Final. [S.l.: s.n.], 2004.

MOSQUEN, A. et al. **Finite Element Analysis of Repair Technique on In-Service Pipeline with Dent**. Rio de Janeiro - RJ: Rio Pipeline, 2013.

MOSQUEN, A. et al. Estudo Teórico da Aplicação de Reparos em Dutos Rígidos com Defeito de Mossa. In: RIO OIL & GAS EXPO AND CONFERENCE, 2014, Rio de Janeiro. **Anais da Rio Oil & Gas Expo and Conference**. Rio de Janeiro: Instituto Brasileiro de Petrólio, Gás e Biocombustíveis (IBP), 2014. P. 1-7.

NOGUEIRA, L. M. **Análise Limite de Dutos Amassados ou Corroídos**. 2014. 51 f. Projeto de Graduação apresentado como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro. Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

OTEGUI, J. L. et al. Influence of multiple sleeve repairs on the structural integrity of gas pipelines. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, [S.l.], v. 79, n. 11, p. 759–765, Nov. 2002.

PAULIN RESEARCH GROUP. **Fatigue Design of Process Equipment**, ASME Plant Engineering & Maintenance Technical Chapter. Houston: ASME, 2009. Disponível em: <http://www.paulin.com/library/fatigue_info/hinnant_asme_plant_engineering_presentation.pdf>. Acesso em: 20 set. 2015.

PETROBRÁS. **N-2737: Manutenção de Oleoduto e Gasoduto Terrestre**. Revisão B. Comissão de Normalização Técnica, 2014.

PLP. **Pipeline Products and Services Ltd**. Disponível em: <<http://www.plp.ca/>>. Acesso em: 18 nov. 2015.

PIPELINE RESEARCH COUNCIL INTERNATIONAL (PRCI). **Pipeline repair manual**. Houston, Texas Technical Toolboxes, Inc., 2006. 193 f.

ROOVERS, P. et al. EPRG methods for assessing the tolerance and resistance of pipelines to external damage. In: INTERNATIONAL PIPELINE TECHNOLOGY CONFERENCE, 3., 2000, Belgium. **Pipeline technology: Proceedings of the 3rd International Pipeline Technology Conference**. Belgium: Ghent University, 2000. p. 405–425, v. 2.

RUST ENGENHARIA. **Residuto®**. Disponível em: <<http://www.rust.com.br/servicos/reabilitacao-de-dutos-residuto>>. Acesso em: 18 nov. 2015.

SMYTH, R. J.; SPITZMACHER, D. K. Case History of Repairing Cracking in the Seam Welds of 1950 Vintage Pipe Using the Steel Compression Reinforcement Technology. In: International Pipeline Conference, 4., 2002, Alberta. **Proceedings of the 4th International Pipeline Conference, Parts A and B**. Calgary, Alberta, Canada: ASME, 2002. Disponível em: <<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1579255>>. Acesso em: 20 mar. 2016.

SOUZA FILHO, E.M.; Bahiense, L., Ferreira, V. F. J. M. Programação de uma Rede Dutoviária Considerando Períodos de Manutenção Programada. In: XLIII SIMPÓSIO BRASILEIRO DE PESQUISA OPERACIONAL, Ubatuba – SP, 2011. **Anais do Simpósio Brasileiro de Pesquisa Operacional**. Ubatuba: [s.n.], 2011.

TBG. **Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil**. Disponível em: <http://www.tbg.com.br/pt_br/>. Acesso em: 10 nov. 2015.

THE AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 579: Recommended Practice for fitness-for-services**. Washington, D.C, 2000. 1. ed.

TOFFOLO, R. V. B. **Estudo comparativo dos aços microligados API-5L-X60 e API-5L-**

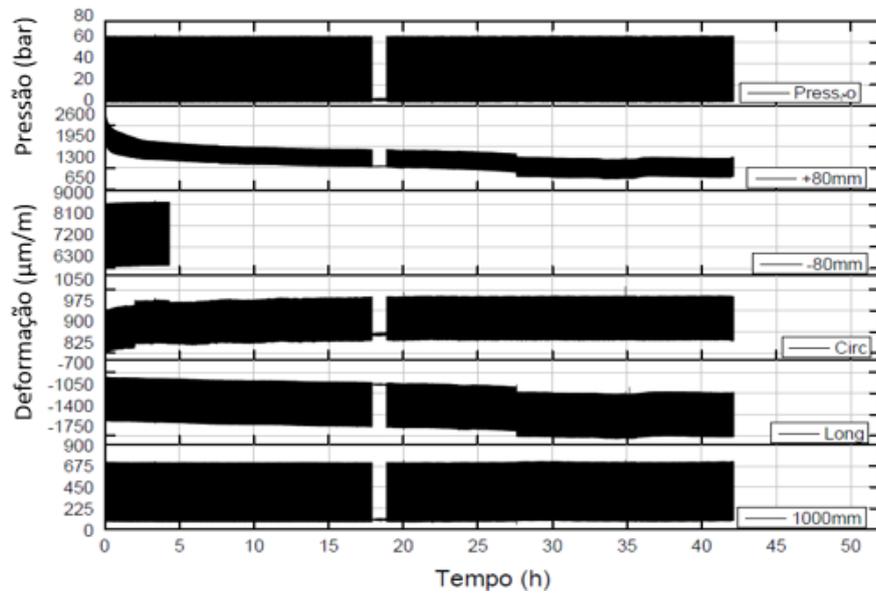
X70, usados para confecção de tubos, quanto à tenacidade à fratura. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais da REDEMAT, Universidade Federal de Ouro Preto, 2008.

TRANSPETRO. **Transpetro.** Disponível em:
<http://www.transpetro.com.br/pt_br/home.html>. Acesso em: 2 nov. 2015.

VELLOSO, I. P. D. S. **Metodologia de Ensaio de Fadiga para a Região I da Curva da/dN- ΔK .** 2009. 69 f. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia de Inspeção de Equipamentos) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

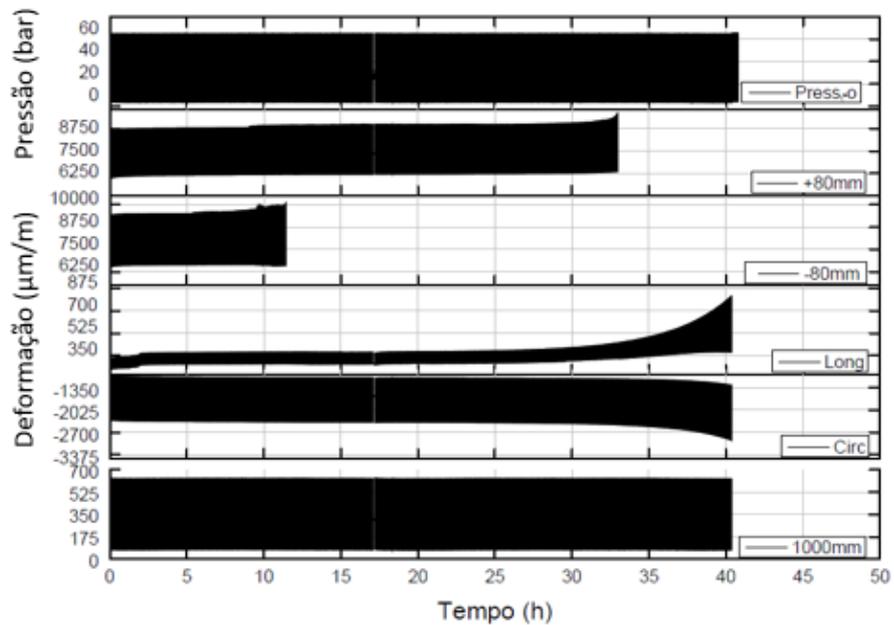
APÊNDICE A – DEFORMAÇÕES ADQUIRIDAS DURANTE OS ENSAIOS DE FADIGA

Figura 65: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 01 (defeito de massa com cava e sem reparo)



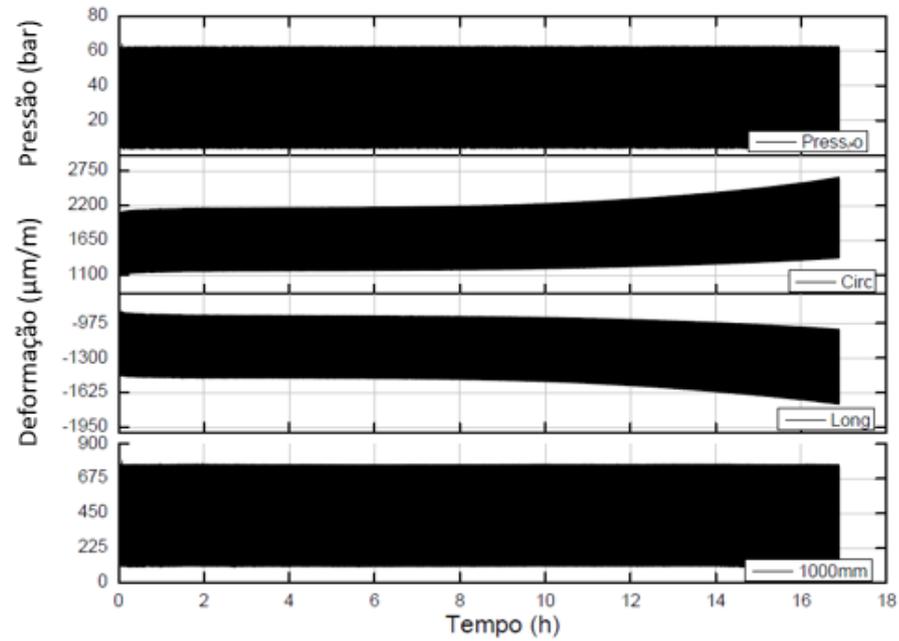
Fonte: o autor

Figura 66: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 02 (defeito de massa com cava e sem reparo)



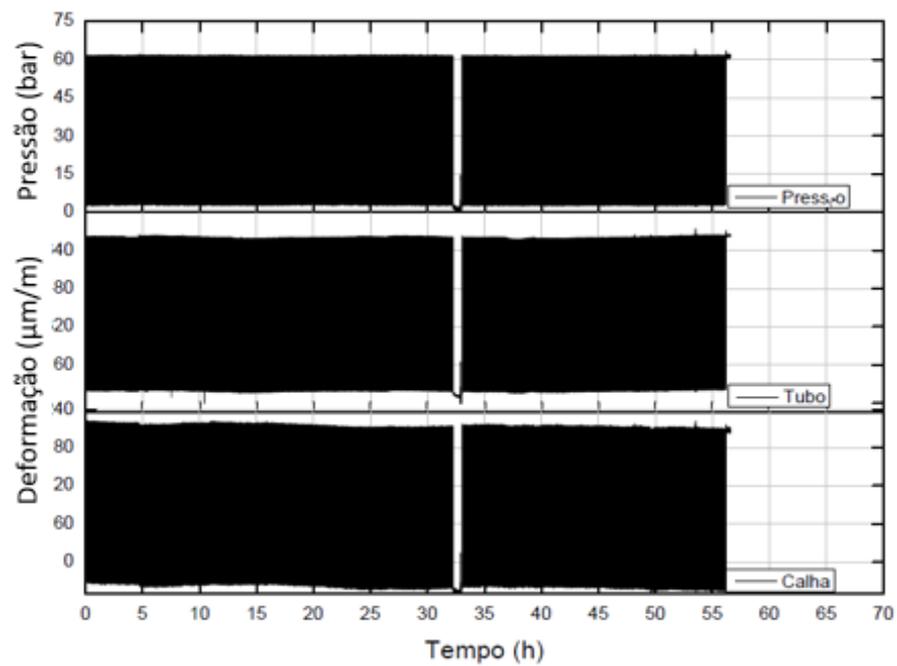
Fonte: o autor

Figura 67: Dados aquisitados durante o ensaio de fadiga no corpo de prova 03 (defeito de mocha com cava e sem reparo)



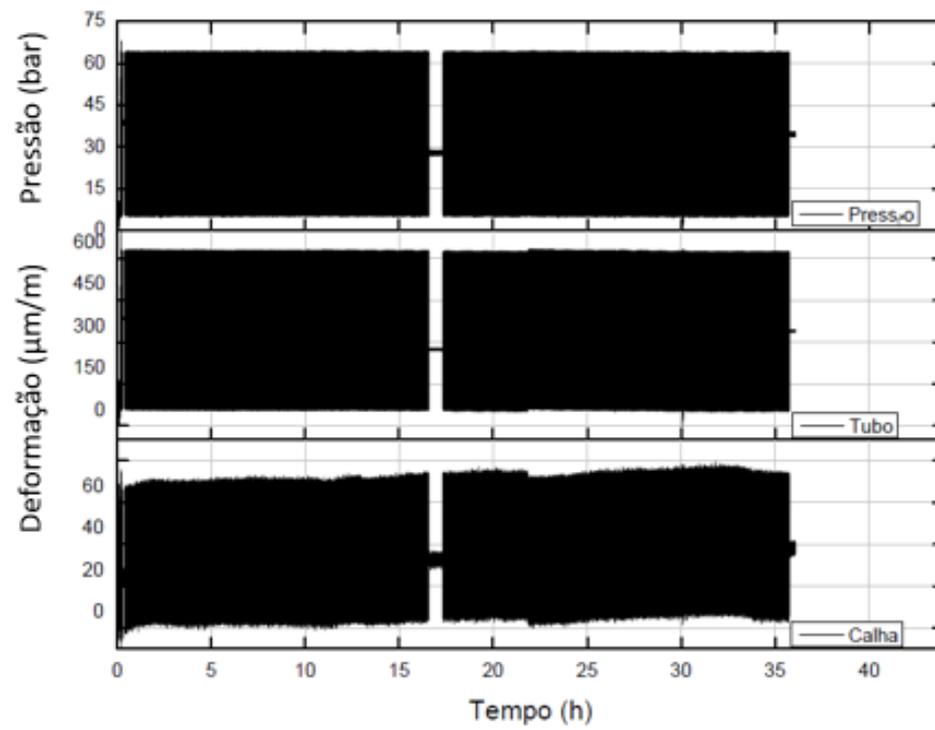
Fonte: o autor

Figura 68: Comportamento das tensões e pressão do corpo de prova 04 ao longo do ensaio de fadiga



Fonte: o autor

Figura 69: Comportamento das tensões e pressão do corpo de prova 05 ao longo do ensaio de fadiga



Fonte: o autor