

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA

CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ

DEPARTAMENTO DE EDUCAÇÃO SUPERIOR

BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

HIGOR OLIVEIRA LEAL CALHEIROS

DIOGO LIMA SILVA

**DIMENSIONAMENTO DE REPARO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS
DE AÇO CARBONO UTILIZANDO MATERIAIS COMPÓSITOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO
JANEIRO DE 2023**

**HIGOR OLIVEIRA LEAL CALHEIROS
DIOGO LIMA SILVA**

**DIMENSIONAMENTO DE REPARO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS
DE AÇO CARBONO UTILIZANDO MATERIAIS COMPÓSITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Educação Superior, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Prof. Orientador: Fernando da Silva Araújo

**RIO DE JANEIRO
JANEIRO DE 2023**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

C152 Calheiros, Higor Oliveira Leal

Dimensionamento de reparo de tubulações industriais de aço carbono utilizando materiais compósitos / Higor Oliveira Leal Calheiros [e] Diogo Lima Silva. — 2023.

Vii, 70f. + apêndice : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 68-70

Orientador: Fernando da Silva Araújo

1. Engenharia mecânica. 2. Materiais compostos. 3. Tubulações. 4. Corrosão. I. Silva, Diogo Lima. II. Araújo, Fernando da Silva (Orient.). III. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

*“A ciência é, portanto,
uma perversão de si mesma,
a menos que tenha como fim último,
melhorar a humanidade.”
(Nikola Tesla, 1856-1943)*

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos do autor Higor Oliveira Leal Calheiros

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, que ao longo da nossa formação ofereceu um ambiente de estudo agradável, motivador e repleto de oportunidades.

Ao nosso orientador Fernando da Silva Araújo, por dedicar inúmeras horas para sanar nossas dúvidas e pela confiança depositada.

À todos os professores, em especial aos docentes do Departamento de Ciências Aplicadas e da COLAN, sob direção dos mestres Christian Nolte e Gilberto Alexandre Castello Branco.

À Deus, por estar sempre ao meu lado e um passo à frente.

Aos meus pais Wagner e Maria, por uma vida inteira de dedicação e abdicção para que eu pudesse chegar até aqui.

Ao meu irmão Bruno, minha principal referência, por sempre me apoiar e incentivar em todos os momentos.

À minha namorada Sabrina, por todo carinho e compreensão às horas em que estive ausente por causa do desenvolvimento deste projeto.

Ao professor Hector Reynaldo Costa e ao amigo Daniel Casassola, pela confiança depositada em mim e orientação durante os anos de Iniciação Científica.

À todos os meus amigos do curso de graduação, do projeto Venturi e COLAN pela cooperação para enfrentar os inúmeros desafios encontrados pelo caminho.

Muito obrigado!

Agradecimentos do autor Diogo Lima Silva

Há muitos anos, um sábio homem chamado Sr. Isaac Newton disse “Se cheguei até aqui foi porque me apoiei no ombro de gigantes”, anos mais tarde ele viria a ser conhecido como o pai da engenharia, meu curso de formação. Graças a grandes cientistas de todas as épocas, como Newton, Tesla, Einsten, Galileu, Faraday, Copérnico, Pitágoras e tantos outros, hoje nós, seres humanos do século XXI chegamos ao nosso patamar de desenvolvimento atual. Alguns deles no decorrer da história da humanidade foram perseguidos por simplesmente defenderem suas crenças, afinal, não existe poder maior do que o poder do conhecimento, que é capaz de erguer as mais majestosas edificações ou de varrer cidades inteiras do mapa. Porém, o conhecimento por si só é inútil sem o devido direcionamento, e nesse ponto gostaria de agradecer de todo o meu coração aos meus pais Claudio Roberto Campos Silva e Regina Céli Santos Lima Silva, por me guiarem e me apoiarem durante toda a minha jornada até aqui.

Gostaria também de agradecer a todos os professores que algum dia já me deram aula (em especial a Claudia Maria Vasconcelos Lopes, pelo apoio e preocupação além da sala, principalmente em tempos mais difíceis), aos meus colegas de trabalho e por todos os autores de livros que eu já li, por todo o conhecimento que transferiram para mim e para as demais pessoas.

Gostaria também de agradecer aos meus amigos, pois muito daquilo que eu conquistei foi graças ao apoio deles.

E por fim, gostaria de agradecer ao meu amigo, orientador e mentor Fernando da Silva Araújo, por todo o apoio, orientação e direcionamento que me deu durante todos os anos em nos conhecemos.

RESUMO

CALHEIROS, Higor Oliveira Leal. SILVA, Diogo Lima. **Dimensionamento de reparo de tubulações industriais de aço carbono utilizando materiais compósitos**. 2023. 82 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2023.

Um dos grandes desafios enfrentados pela indústria é lidar com o processo corrosivo em tubulações, que em grande parte são feitas de aço. Formas tradicionais de reparo consistem na substituição da tubulação danificada ou na soldagem de uma luva de aço. Tais reparos possuem desvantagens como: interrupção do fluxo, risco de acidentes, necessidade de mão de obra especializada e alto custo. Recentemente a utilização de materiais compósitos em reparos de tubulações industriais tem ganhado cada vez mais espaço, pois sua implementação é mais segura, versátil, não requer a interrupção do fluxo produtivo e possui baixo custo. O objetivo deste trabalho é dimensionar uma luva de reparo (espessura e comprimento) para uma tubulação que apresenta perda de massa devido à corrosão, através de diferentes métodos de cálculo, a fim de selecionar a solução mais adequada para o projeto do sistema de reparo com compósito. Utilizou-se três métodos distintos para dimensionamento do reparo: o da norma ASME PCC-2, o da simulação por elementos finitos e um método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009). Verificou-se que os três métodos são eficientes para dimensionar o reparo com a finalidade de restaurar a resistência mecânica do tubo e que a principal diferença entre eles é o critério de falha adotado. Assim, para o exemplo escolhido, os resultados mais conservativos com 14mm de espessura foram obtidos pela norma ASME PCC-2 considerando a tensão máxima admissível e pela simulação com elementos finitos considerando como critério a primeira tensão principal. Já pela equação que leva em conta a deformação máxima admissível, segundo a norma ASME PCC-2, foi obtido resultado semelhante ao encontrado pela simulação com elementos finitos tendo como critério a tensão de von Mises, com 11 e 10 mm de espessura respectivamente. O resultado menos conservador foi obtido através do método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009), com 8 mm de espessura.

Palavras-chave: Compósitos. Tubulações. Corrosão. Reparo.

ABSTRACT

CALHEIROS, Higor Oliveira Leal. SILVA, Diogo Lima. **Sizing of carbon steel industrial pipes repair using composite materials**. 2023. 82 pages. Final Paper – Federal Center for Technological Education Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

One of the major challenges faced by industry is dealing with the corrosive process in pipes, which are largely made of steel. Traditional forms of repair consist of replacing damaged piping or welding a steel sleeve. There are disadvantages in such repairs like: interruption of flow, risk of accidents, need for specialized labor and high cost. Recently, the use of composite materials in repairs of industrial piping has gained more and more space, as its implementation is safer, more versatile, does not require interruption of the production flow and has low cost. The objective of this work is to define the composite wrap dimensions (thickness and length) for a given pipe with metal loss due to corrosion, considering different calculation methods in order to select the most adequate solution for the design of the composite repair system. Three different distinct methods were used for designing the repair: the ASME PCC-2 standard, the finite element simulation and a method proposed by Costa-Mattos *et al.* (2009). It was verified that the three methods are efficient for dimensioning the repair in order to restore the mechanical strength of the pipe and the main difference between them is the failure criterion adopted. Thus, for the chosen example, the most conservative results with 14mm thickness were obtained by the ASME PCC-2 standard considering the maximum admissible strain and by finite element simulation considering the first principal strain as a criterion. However, the equation that takes into account the maximum allowed deformation, according to the ASME PCC-2 standard, obtained a result similar to that found by the finite element simulation using von Mises strain as a criterion, with 11 and 10 mm of thickness, respectively. The least conservative result was obtained using the method proposed by Costa-Mattos *et al.* (2009), with 8 mm of thickness.

Keywords: Composites. Pipes. Corrosion. Repair.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tubulação industrial com acessórios e derivações	10
Figura 2 - Corrosão química em tubos de aço	12
Figura 3 - Danos por corrosão em tubulação	13
Figura 4 - Tipos de corrosão	14
Figura 5 - Exemplos de reparos convencionais em tubulações industriais de aço-carbono	15
Figura 6 - Material compósito de fibra e resina	17
Figura 7 - Esquema de classificação para os vários tipos de compósitos.....	18
Figura 8 - Aplicação do material compósito	21
Figura 9 - Reparo de compósito em tubulação com geometrias complexas	22
Figura 10 - Tensões geradas na seção dos tubos sob pressão interna e externa	25
Figura 11 - Pressão interna e externa atuante nas paredes dos tubos	25
Figura 12 - Nós e elementos presentes em uma malha	31
Figura 13 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho	33
Figura 14 - Representação esquemática da luva de reparo aplicada a uma tubulação danificada por corrosão	35
Figura 15 - Modelo do tubo com defeito	36
Figura 16 - Dimensões médias do elemento da malha gerada	38
Figura 17 - Detalhe da malha gerada.....	38
Figura 18 - Dimensões que constituem o comprimento do reparo	44
Figura 19 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: Tensão de von Mises com reparo de 10mm de espessura	47
Figura 20 - Tensão localizada no defeito	48
Figura 21 - Tensão localizada na luva de reparo	49
Figura 22 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: 1ª Tensão principal com reparo de 14mm de espessura.....	50
Figura 23 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: Deslocamento com reparo de 14mm de espessura	51
Figura 24 - Tubo e luva submetidos à pressão interna	55

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Distribuição de incidentes em gasodutos segundo sua causa entre os anos 2007 e 2016.....	11
Gráfico 2 - Comportamento mecânico do material compósito reforçado por fibra.....	18
Gráfico 3 - Gráfico tensão x deformação para materiais dúctil e frágil	29
Gráfico 4 - Convergência da malha	37
Gráfico 5 - Tensões no defeito para cada espessura de luva	46
Gráfico 6 - Deslocamento no defeito em cada espessura de luva	51
Gráfico 7 - 1ª Deformação Principal no defeito em cada espessura de luva.....	52
Gráfico 8 - Espessura do reparo por pressão de aplicação pelo método de Costa-Mattos <i>et al.</i> (2009)	60
Gráfico 9 - Espessura do reparo por tensão admissível pelo método de Costa-Mattos <i>et al.</i> (2009)	61
Gráfico 10 - Espessura do reparo obtida em cada metodologia	62
Gráfico 11 - Deslocamento radial por espessura do reparo pelo método de Costa-Mattos <i>et al.</i> (2009)	63
Gráfico 12 - Deformação circunferencial obtida em cada metodologia	64
Gráfico 13 - Comprimento da Luva por Espessura	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipo de reparo por tipo de defeito	16
Tabela 2 - Principais características da fibra de aramida.....	19
Tabela 3 - Principais características da fibra de carbono.....	20
Tabela 4 - Principais características da fibra de vidro	20
Tabela 5 - Comparativo de desempenho entre fibras de carbono, vidro e aramida ..	20
Tabela 6 - Deformações admissíveis (de longo prazo) para laminados de reparo (sem efeito da temperatura)	42

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

α_a	Coeficiente de expansão térmica do reparo na direção axial determinado pela tabela 401-3.2-1 da norma ASME PCC-2
α_c	Coeficiente de expansão térmica do reparo na direção circunferencial determinado pela tabela 401-3.2-1 da norma ASME PCC-2
α_s	Coeficiente de expansão térmica do substrato
σ_θ	Tensão normal circunferencial
σ_L	Tensão normal longitudinal
σ_r	Tensão normal radial
τ_T	Tensão cisalhante
$T_{\text{máx abs}}$	Tensão cisalhante máxima de Tresca
$\sigma_{\text{máx}}$	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
ν_t	Coeficiente de Poisson do tubo
ν_L	Coeficiente de Poisson da luva
ϵ_a	Deformação axial
ϵ_c	Deformação circunferencial
ϵ_{a0}	Deformação axial admissível obtida da tabela 401-3.4.4-1 da norma ASME PCC-2
ϵ_{c0}	Deformação circunferencial admissível obtida da tabela 401-3.4.4-1 da norma ASME PCC-2
σ_y	Tensão limite de escoamento
σ_v	Tensão de von Mises
E	Módulo de elasticidade do tubo metálico
E_θ	Módulo de elasticidade circunferencial do reparo
E_r	Módulo de elasticidade radial do reparo
r_i	Raio interno do tubo
r_0	Raio externo do tubo / Raio interno da luva
r_e	Raio externo da luva
r	Raio
P_i	Pressão interna
P_e	Pressão externa
P_{apl}	Pressão interna da tubulação durante aplicação do reparo
P_{eq}	Pressão equivalente

ν	Coeficiente de Poisson
A	Área de perda de material no plano longitudinal
A_0	Área inicial = Lt
$\hat{\alpha}$	Ângulo do defeito
d	Profundidade da perda de metal
D	Diâmetro externo do tubo
D_i	Diâmetro interno
L	Comprimento da perda de metal
L_s	Comprimento da luva de reparo
L_t	Comprimento da tubulação
M	Fator de ampliação de tensão de abaulamento
M_{ax}	Momento axial
M_{to}	Momento torçor
F_{ax}	Força axial
F_{sh}	Força cisalhante
F_{eq}	Força equivalente
f_T	Fator de temperatura em graus Celsius
s	Tensão limite de escoamento mínimo em condições ambientais (SMYS)
S_f	Tensão de falha estimada
S_{fluxo}	Tensão de fluxo
T_d	Temperatura de projeto (°C)
T_m	Temperatura máxima de operação do sistema (°C)
t	Espessura da parede do tubo
k	Coeficiente de rigidez do tubo
K	Coeficiente de rigidez da luva
N	Coeficiente de Encruamento

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO	6
1.1.MOTIVAÇÃO	6
1.2.ESTADO DA ARTE.....	7
1.3.OBJETIVOS.....	8
1.3.1.Objetivo Geral	8
1.3.2.Objetivos Específicos	9
1.4.ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	9
2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1.TUBOS E TUBULAÇÕES	10
2.2.DANOS EM DUTOS	11
2.2.1.Corrosão.....	12
2.3.TIPOS DE REPARO	14
2.4.COMPÓSITOS.....	17
2.5.REPAROS EM TUBULAÇÕES COM LUVAS DE MATERIAL COMPÓSITO ...	19
2.6.INSTALAÇÃO	21
2.7.CARGAS ATUANTES NAS TUBULAÇÕES	22
2.8.DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES NAS PAREDES DOS TUBOS SUBMETIDOS À PRESSÕES INTERNA E EXTERNA.....	24
2.9.TENSÕES NO CILINDRO	26
2.9.1.Tensão Circunferencial.....	26
2.9.2.Tensão Longitudinal	26
2.9.3.Tensão Radial	28
2.9.4.Tensão Cisalhante	28
2.10.CRITÉRIOS DE FALHAS SEM DANO.....	29
2.11.MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	31
2.11.1.Funcionamento.....	31
2.11.2.Utilização	32
3.METODOLOGIA	33
3.1.DEFINIÇÃO DO CASO A SER ESTUDADO	34
3.2.METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO CONFORME AS NORMAS.....	35
3.3.METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO CONFORME O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	36
3.4.METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO SEGUNDO O MÉTODO PROPOSTO POR COSTA-MATTOS <i>ET AL.</i> (2009).....	39

4.DIMENSIONAMENTO E RESULTADOS.....	40
4.1.DIMENSIONAMENTO CONFORME AS NORMAS ISO 24817 E ASME PCC-2	40
4.1.1.Pressão Equivalente	40
4.1.2.Força Equivalente	40
4.1.3.Fator de Temperatura.....	41
4.1.4.Deformação Circunferencial Admissível.....	41
4.1.5.Dimensionamento da Espessura e Comprimento do reparo	43
4.2.DIMENSIONAMENTO DO REPARO POR ELEMENTOS FINITOS	45
4.2.1.Dimensionamento Considerando a Tensão de von Mises	47
4.2.2.Dimensionamento Considerando a 1ª Tensão Principal	49
4.2.4.Deslocamentos.....	50
4.3.MÉTODO PROPOSTO POR COSTA-MATTOS <i>ET AL.</i> (2009).....	52
4.3.1.Relações Geométricas	52
4.3.2.Cilindro Elasto-Plástico de Parede Fina	53
4.3.3.Modelo Básico para Tubo sem Dano Localizado	55
4.3.4.Modelo Ajustado para Tubo com Dano por Corrosão	57
5.DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	60
6.CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
APÊNDICE A – MÉTODO DA BISSECÇÃO IMPLEMENTADO EM MATLAB.....	71

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

Devido a maioria absoluta das tubulações industriais, equipamentos e instalações serem feitas de aço, a corrosão é um fator preocupante, pois pode gerar perdas significativas de massa e resistência mecânica e, além disso, são despendidos muito tempo, esforço e recursos para impedir o avanço desse processo corrosivo, que pode inclusive, em casos críticos, causar acidentes.

A forma mais comum e tradicionalmente aceita para realizar o reparo dessas tubulações é a substituição completa do tubo danificado ou então pela soldagem de uma luva de aço. Entretanto, essas formas tradicionais de reparo possuem desvantagens e limitações que implicam alto custo de manutenção, requerem máquinas pesadas, mão-de-obra qualificada e são inseguras devido ao risco de explosão por conta da necessidade de corte e soldagem da tubulação. Visando eliminar essas desvantagens e reduzir custos, foi desenvolvida a técnica de reparo por compósitos reforçados por fibras (CRF) (Khan *et al.*, 2017; Alabtah *et al.*, 2021). As principais razões para a escolha desse tipo de material são: seu baixo peso, alta resistência mecânica e rigidez, excelente resistência à fadiga e ótima resistência à corrosão (Khan *et al.*, 2017; Lim *et al.*, 2019).

Apesar das vantagens e larga utilização na indústria, a técnica de reparo por CRF ainda não é unânime devido seu comportamento e performance não serem completamente compreendidos. Dentre as dificuldades desse sistema, citam-se a delaminação, a falta de adesão entre o tubo de aço e o reparo, dificuldade de compreensão dos mecanismos de transferência de carga, dificuldade de análise comportamental do tubo reparado e do efeito da geometria do defeito (Costa-Mattos *et al.*, 2009; Lim *et al.*, 2019).

Ressalta-se que este tipo de reparo que vem sendo cada vez mais estudado e utilizado pela indústria como alternativa aos métodos convencionais devido às vantagens como: custo, segurança e facilidade de implementação. Sendo assim, este trabalho fará um estudo sobre este tipo de reparo, suas aplicações, suas limitações, sua execução e seu dimensionamento, considerando o seu potencial de aplicação na indústria.

1.2. ESTADO DA ARTE

O estudo de reparo de tubos com materiais compósitos tem avançado nos últimos 20 anos, principalmente na última década. Esta técnica proporciona economia em manutenção e maior segurança tanto às pessoas quanto ao meio ambiente.

Os estudos sobre esse tema são desenvolvidos principalmente através de metodologias experimentais ou numéricas, e até mesmo as duas de forma complementar.

Uma das maiores dificuldades da utilização de reparos compósitos em tubos danificados é a prevenção de vazamentos por causa da falta de aderência entre a parede do tubo e o reparo compósito, que acaba prejudicando a estanqueidade e a resistência à pressão interna. Costa-Mattos *et al.* (2009) desenvolveram uma técnica para solucionar esse problema. O método consiste na aplicação de um preenchimento de resina epóxi no local danificado antes da aplicação das camadas de material compósito.

Então, tendo em vista suas vantagens, a utilização de preenchimentos vem sendo cada vez mais estudada. Khan *et al.* (2017) investigaram o efeito da utilização de preenchimento de *nanoclay*/epóxi em reparo de compósitos com fibra de vidro/epóxi em tubulações danificadas por corrosão. Seus resultados experimentais mostraram que a dispersão de 3% das partículas de *nanoclay* na resina epóxi aumentaram a resistência à pressão interna, a estanqueidade e também proporcionaram a redução de espessura do reparo.

Seguindo a mesma linha de estudo, Shamsuddoha *et al.* (2021) analisaram através do método de elementos finitos que a performance do sistema reparado está diretamente relacionada com a resistência mecânica do preenchimento utilizado. Um reparo mais espesso e um preenchimento mais resistente à fratura, aumentam a capacidade do tubo reparado de resistir às cargas impostas. Além disso, o uso de preenchimento mais resistente pode restaurar a capacidade de resistência do tubo danificado com até 70% de perda de metal.

Lim *et al.* (2019) com o intuito de compreender as propriedades mecânicas do tubo de aço, do preenchimento e do compósito investigaram tanto de forma experimental, quanto numérica por elementos finitos. Seu estudo mostrou que o tubo de aço apresentou a maior tensão limite de resistência, o reparo compósito apresentou melhor performance no teste de tração do que de compressão, enquanto

que o preenchimento apresentou melhores propriedades compressivas do que à tração e à flexão. O tubo de aço apresentou comportamento dúctil enquanto o preenchimento e o reparo compósito comportamento frágil. Além disso, foi realizado um teste hidrostático em tubo danificado e reparado com reparo compósito, além de análise feita por elementos finitos. Os resultados mostraram que a resistência ao teste hidrostático aumentou em 23% e apresentou significativa redução de tensão na região danificada.

Chen *et al.* (2021) avaliaram o comportamento mecânico usando elementos finitos de duas formas de reparos compósitos em tubulações de aço, manta de material compósito enrolada sobre a região fraturada e trecho de material compósito colado sobre a região fraturada. Foram analisados tamanho dos reparos, espessuras, geometria da fratura, aderência interfacial, além das propriedades mecânicas do material utilizado como preenchimento.

Os resultados mostraram que as tensões na parede do tubo e no reparo compósito podem ser reduzidas com o aumento de espessura do reparo compósito.

De acordo com os estudos citados acima, os dois aspectos mais relevantes são:

- Pesquisa e desenvolvimento de materiais compósitos e nos procedimentos de sua aplicação;
- Análise da resistência mecânica e rigidez do tubo reparado.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é dimensionar um sistema de reparo em material compósito para tubulações industriais com dano por corrosão e estudar seu comportamento mecânico sob pressão interna. Sendo assim, três metodologias distintas de dimensionamento do reparo serão empregadas e comparadas, são elas: segundo as normas ASME PCC-2 e ISO 24817, segundo o método dos elementos finitos e segundo um método alternativo proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009).

1.3.2. Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, definiu-se os seguintes objetivos específicos:

- Realizar o dimensionamento da luva de reparo em compósito pela norma ASME PPC-2, cálculo analítico e simulação numérica;
- Verificar o comportamento do sistema de reparo por meio das análises de tensões e deformações via simulação numérica;
- Determinar critérios de falha para o reparo.

1.4. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O presente trabalho está dividido em 6 capítulos, sendo eles:

- Capítulo 1 - Introdução acerca do tema pesquisado, revelando a justificativa e motivação do trabalho, o estado da arte retratando estudos e artigos relevantes, objetivos, assim como a estrutura organizacional do texto;
- Capítulo 2 - Revisão bibliográfica, onde são apresentados os conceitos aprendidos durante o curso de Engenharia Mecânica e que são relevantes ao tema estudado;
- Capítulo 3 – Metodologia, onde é apresentado a metodologia de trabalho e o estudo de caso adotado;
- Capítulo 4 – Dimensionamento e Resultados, revelando os métodos utilizados para o dimensionamento do reparo e os resultados obtidos;
- Capítulo 5 – Discussão dos Resultados, onde são apresentadas as análises acerca dos resultados obtidos;
- Capítulo 6 – Conclusão;
- Referências Bibliográficas utilizadas para o desenvolvimento deste trabalho;
- Apêndice A.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. TUBOS E TUBULAÇÕES

Segundo Silva Telles (2012), tubos são condutos cilíndricos ocios e tubulação é um sistema de tubos e acessórios (válvulas, flanges, filtros, instrumentos, conexões, etc) destinados ao transporte de fluidos a diversas temperaturas e pressões. Um exemplo de tubulação é mostrado na Figura 1.



Figura 1 - Tubulação industrial com acessórios e derivações
Fonte: Portal Agru (2022)

As redes de tubulação exercem um papel fundamental principalmente nas indústrias de processos, que são aquelas que materiais fluidos sofrem transformações físicas e/ou químicas. Dentre essas indústrias, citam-se as indústrias de petróleo, químicas, alimentícias, farmacêuticas e termoeletricas. As tubulações nessas indústrias são componentes físicos de ligação entre os equipamentos (vasos de pressão, reatores, tanques, bombas, trocadores de calor, etc). Nessas indústrias o custo das tubulações pode chegar a 25% do custo total da instalação industrial, a montagem das tubulações pode representar 50% do custo total de montagem de todos os equipamentos e o projeto das tubulações vale em média 20% do custo total do projeto da indústria (Silva Telles, 2012).

O material utilizado nas tubulações industriais é majoritariamente aço devido à sua capacidade de resistir às altas pressões internas, alta resistência mecânica, segurança e confiabilidade (Callister, 2007; Silva Telles, 2012). Por causa das condições de trabalho e do ambiente externo, a tubulação de aço fica suscetível a

diversas fontes de cargas e a diferentes modos de falha, podendo experimentar, por exemplo, ruptura, vazamentos, redução de espessura, trincas e deformações (Shamsuddoha *et al.*, 2021; Silva Telles, 1999).

2.2. DANOS EM DUTOS

Segundo estatísticas levantadas no 10º relatório do *European Gas Pipeline Incident Data Group* (período de 2007 a 2016) a corrosão foi a 2ª maior causa de incidentes em tubulações industriais de transporte de gás na Europa.

O Gráfico 1 demonstra, em um panorama geral, as principais causas de incidentes em gasodutos na Europa e, a partir dele, pode-se observar que um quarto dos incidentes é causado por motivos relacionados à corrosão.

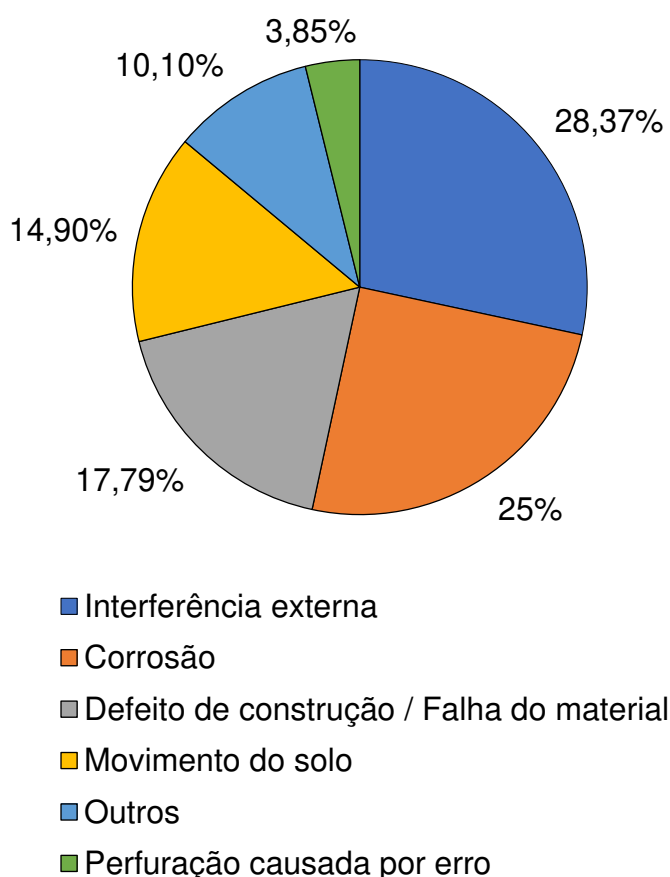


Gráfico 1 - Distribuição de incidentes em gasodutos segundo sua causa entre os anos 2007 e 2016

Fonte: EGIG 10º Report (2018)

2.2.1. Corrosão

Segundo Gentil (1996), a corrosão é definida como a deterioração de um material, geralmente metálico, por ação química ou eletroquímica do meio ambiente aliada ou não a esforços mecânicos.

A corrosão, também chamada popularmente como “ferrugem”, é um processo comum que acontece em materiais metálicos.

A corrosão química é um processo no qual a superfície do material reage com o meio o qual está em contato. O ataque mais comum desse tipo de corrosão é entre a reação do ferro (Fe) e o gás oxigênio (O₂), que acaba formando uma camada de óxido de ferro de cor alaranjada, como pode ser visto na Figura 2 (da Silva, 2017).



Figura 2 - Corrosão química em tubos de aço
Fonte: Da Silva (2017)

Outros tipos de corrosão como a eletrolítica, que consiste em um processo não espontâneo devido a aplicação de uma corrente elétrica externa, conhecida como corrente de fuga, e a corrosão eletroquímica, que ocorre através de trocas eletrônicas agindo na superfície de contato do material, é um processo espontâneo e o fluxo dos elétrons acontece da região anódica para a catódica, costumam acometer os materiais metálicos (da Silva, 2017).

Pode-se ver na Figura 3, como esse tipo de dano pode ser prejudicial para a vida útil de uma tubulação através do impacto gerado pela perda de material da seção transversal, chegando até mesmo a perfurar totalmente a parede do tubo.



Figura 3 - Danos por corrosão em tubulação
Fonte: Costa-Mattos *et al.* (2009)

Por meio da Figura 4, é possível identificar os tipos de danos por corrosão mais conhecidos e, dentre esses, destaca-se a corrosão puntiforme ou “pite” devido à sua principal característica de ser um dano que pode não ser facilmente identificado por ser costumeiramente apenas um ponto na superfície externa, entretanto, pode apresentar grande perda de material na seção transversal do tubo internamente.



Figura 4 - Tipos de corrosão
Fonte: Gentil (1996)

2.3. TIPOS DE REPARO

O rompimento de uma tubulação traz consequências financeiras, ambientais e dependendo pode impactar a integridade física de pessoas próximas. Por isso, inspeções periódicas devem ser feitas a fim de detectar defeitos que comprometam a segurança operacional, do meio ambiente, e pessoal.

A norma N-2737 da Petrobras estabelece 3 classes de reparos:

- Reparos de contingência: que servem para conter ou prevenir vazamentos. Posteriormente devem ser executados os reparos temporários ou permanentes;
- Reparos temporários: usados para reforçar regiões que apresentam danos;
- Reparos permanentes: recompõe integralmente a resistência mecânica do duto.

Essa norma estabelece também os principais tipos de reparos, como os da Figura 5, que podem ser usados para a recuperação ou contingência de tubulações: braçadeiras com grampos, braçadeiras com pino centralizador, braçadeiras mecânicas parafusadas, esmerilhamento (posteriormente avaliando como uma área corroída pelos critérios da N2786), enchimento com solda, luva de material compósito, bacalhau, dupla calha, com ou sem solda circunferencial e troca do trecho danificado.

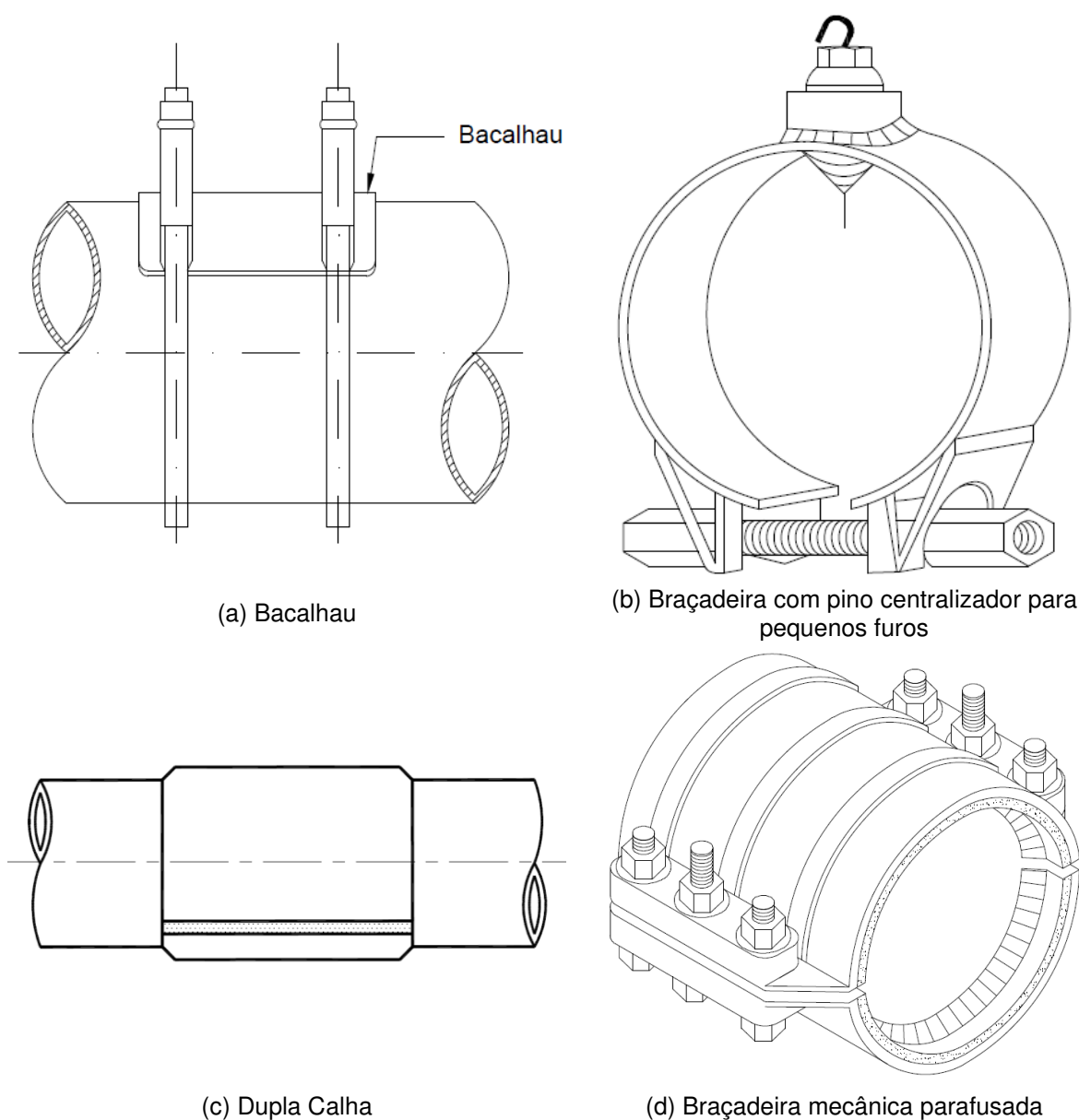


Figura 5 - Exemplos de reparos convencionais em tubulações industriais de aço-carbono
(a) Bacalhau; (b) Braçadeira com pino centralizador para pequenos furos; (c) Dupla Calha;
(d) Braçadeira mecânica parafusada

Fonte: Norma Petrobras N2737 (2014)

A Tabela 1, retirada da N2737, traz uma relação dos tipos de reparos que podem ser utilizados em cada tipo de defeito.

Tabela 1 - Tipo de reparo por tipo de defeito

Defeito	Substituição de trecho	Esmerilhamento	Enchimento com solda	Dupla calha sem solda circunferencial (Nota 9)	Dupla calha com solda circunferencial	Bacalhau	Luva de material compósito (Nota 9)	Braçadeira mecânica parafusada	Braçadeira com pino centralizador	Braçadeira com grampos
Vazamento em pites ou perfurações de pequeno diâmetro	Permanente	Não	Não	Não	Permanente	Permanente	Não	Temporário (Nota 3)	Contingência	Contingência
Ruptura	Permanente	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Contingência	Não	Não
Corrosão externa	Permanente	Não	Permanente	Permanente	Permanente	Permanente	Temporário (Nota 8 e 10)	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Corrosão interna	Permanente	Não	Não	Temporário	Permanente	Permanente	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Cava, sulco ou abertura de arco	Permanente	Permanente	Permanente (Nota 7)	Permanente (Nota 7)	Permanente	Permanente (Nota 7)	Temporário (Nota 7)	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Empolamento, dupla laminação, inclusão	Permanente	Não (Nota 4)	Não	Temporário	Permanente	Não	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Trinca axial	Permanente	Permanente	Não	Permanente (Nota 7)	Permanente (Nota 7)	Não	Não	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Trinca circunferencial	Permanente	Permanente	Não	Não	Permanente (Nota 7)	Não	Não	Contingência (Nota 3)	Não	Não
Mossa simples ou moosa com corrosão	Permanente	Não	Não	Permanente (Nota 5)	Permanente	Não	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Mossa com cava, sulco ou trinca	Permanente	Não	Não	Permanente (Nota 7)	Permanente	Não	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Defeito	Substituição de trecho	Esmerilhamento	Enchimento com solda	Dupla calha sem solda circunferencial (Nota 9)	Dupla calha com solda circunferencial	Bacalhau	Luva de material compósito (Nota 9)	Braçadeira mecânica parafusada	Braçadeira com pino centralizador	Braçadeira com grampos
Mossa com dobra ("kinked dent")	Permanente	Não	Não	Temporário	Permanente	Não	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Mossa sobre a solda circunferencial	Permanente	Não	Não	Não	Permanente	Não	Não	Temporário (Nota 3)	Não	Não
Mossa sobre a solda longitudinal	Permanente	Não	Não	Temporário	Permanente	Não	Temporário	Temporário (Nota 3)	Não	Contingência
Fimabagem local	Permanente	Não	Não	Não	Permanente (Nota 6)	Não	Não	Não	Não	Não
Fimabagem global	Permanente	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Não
Enrugamento	Permanente	Não	Não	Não	Permanente (Nota 6)	Não	Não	Não	Não	Não
<p>NOTA 1 Para aplicação desta Tabela é necessário observar os cuidados, limitações e prescrições de cada reparo conforme indicados no 4.5.</p> <p>NOTA 2 Em dutos inspecionados com "pig" instrumentado, defeitos geométricos que impeçam a inspeção com "pig" devem ser reparados por substituição do trecho.</p> <p>NOTA 3 Para ser caracterizado como reparo permanente, a braçadeira deve ser soldada longitudinalmente, circunferencialmente e em todos os parafusos e o espaço anular preenchido com resina epóxi.</p> <p>NOTA 4 Caso uma dupla laminação aflorada seja removida totalmente por esmerilhamento e a área esmerilhada resultante seja avaliada e aprovada, o reparo pode ser considerado permanente.</p> <p>NOTA 5 No caso de corrosão interna o reparo deve ser considerado como temporário.</p> <p>NOTA 6 Deve ser fabricada uma dupla calha conforme projeto específico para o defeito (ver Nota 2 do 4.5.2.7).</p> <p>NOTA 7 Trinca, cava e sulco devem ser removidos por esmerilhamento e inspecionados.</p> <p>NOTA 8 O prazo de substituição do reparo deve ser definido no projeto.</p> <p>NOTA 9 Para execução do reparo, a pressão de operação deve ser reduzida no mínimo para 80 % da PMO.</p> <p>NOTA 10 Para o caso de corrosão externa, mesmo com perda de espessura elevada, que suportam a PMOA, o reparo é considerado permanente e não se aplicam as NOTAS 8 e 9.</p>										

Fonte: Petrobras N2737

Observa-se na Tabela 1, que as formas mais usuais de se corrigir danos ocasionados por corrosão são: a substituição do trecho, preenchimento com solda, dupla-calha e bacalhau. Reparos com luvas de compósitos podem ser considerados permanentes apenas se suportarem a pressão máxima de operação admissível.

Segundo o item 4.5.2.6 da N2737, esse reparo não é adequado para defeitos de corrosão com perda superior a 70%, entretanto a ISO 24817 permite seu uso em defeitos que transpassam a parede do tubo.

2.4. COMPÓSITOS

Material compósito é aquele que é resultado da união de dois ou mais materiais distintos (Moura *et al.*, 2010). Conforme mostrado ilustrativamente pela Figura 6.

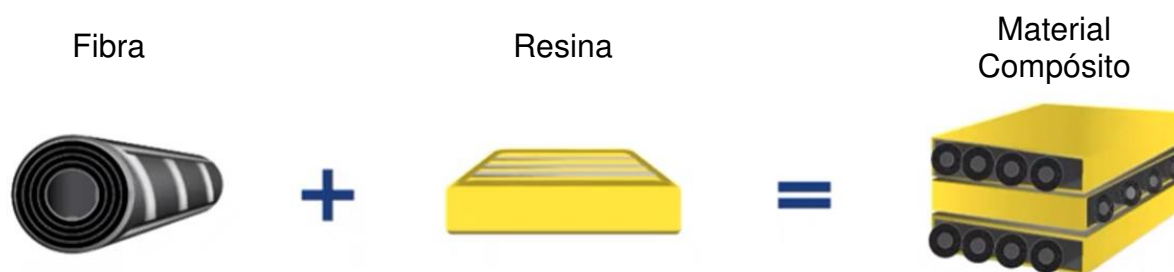


Figura 6 - Material compósito de fibra e resina
Fonte: Portal Pipeline Brazil (2022) (Adaptado)

Assim, materiais compósitos são constituídos de uma ou mais fases dispersas e uma matriz que envolve essas fases. Suas propriedades decorrem da quantidade relativa e geometria da fase dispersa (formato, tamanho, distribuição e orientação). Callister (2007).

Esse tipo de material compósito vem sendo cada vez mais utilizado na indústria, pois a combinação de materiais distintos fornece propriedades superiores às dos mesmos materiais individualmente, uma vez que une as principais vantagens de cada fase. Callister (2007) classifica os compósitos conforme mostrado na Figura 7.

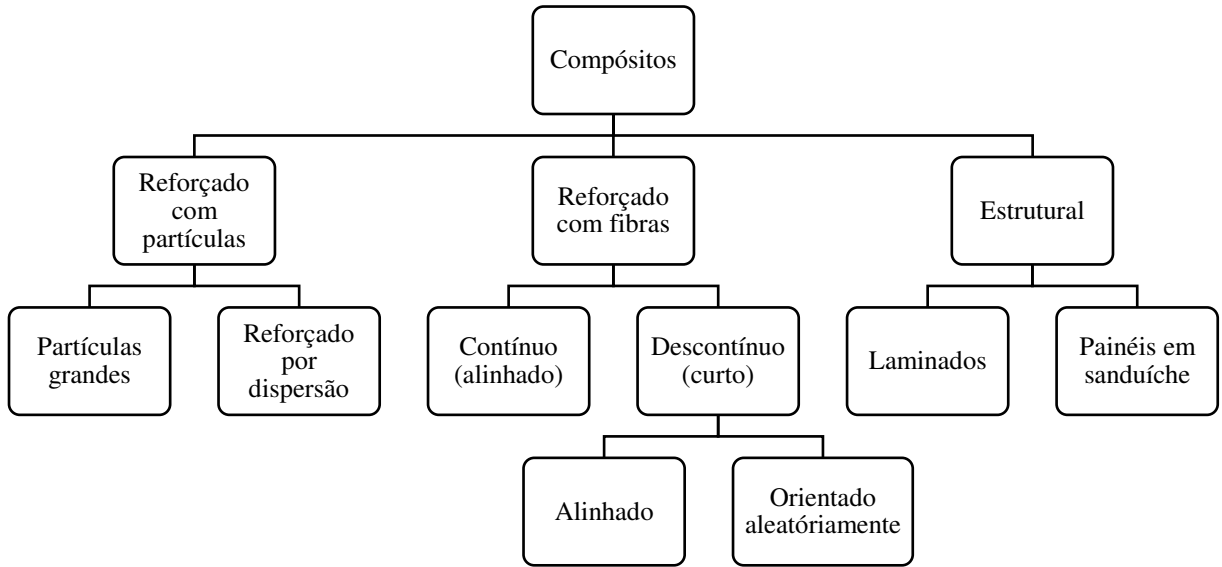


Figura 7 - Esquema de classificação para os vários tipos de compósitos
 Fonte: Callister (2007)

A capacidade de resistência mecânica de um compósito reforçado por fibra é um valor intermediário, que une a boa ductilidade da matriz polimérica com a alta resistência a tração do material de reforço, como pode ser visto pelo Gráfico 2.

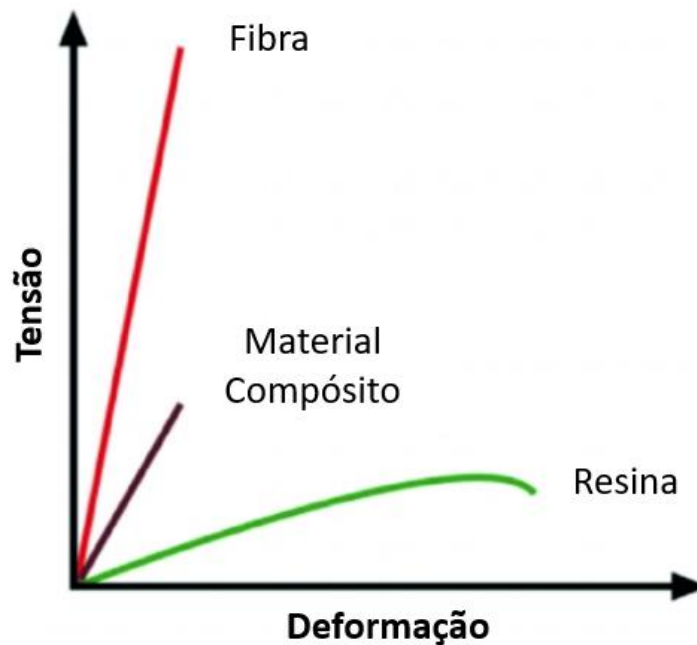


Gráfico 2 - Comportamento mecânico do material compósito reforçado por fibra
 Fonte: Portal Racecar Engineering (2022) (adaptado)

2.5. REPAROS EM TUBULAÇÕES COM LUVAS DE MATERIAL COMPÓSITO

A respeito do sistema de reparo de tubulações com material compósito, a ISO 24817 estabelece que esses reparos devem ser feitos de fibra numa matriz polimérica de resina, justamente devido as características individuais de cada material apresentadas anteriormente. Os possíveis materiais de fibra são aramida, carbono, vidro, poliéster ou materiais semelhantes.

Em um estudo feito por Soares (2006), são apresentadas as seguintes vantagens e desvantagens das fibras de aramida, carbono e vidro, conforme mostrado na Tabela 2, Tabela 3 e Tabela 4, respectivamente. Além disso, na Tabela 5, é mostrada uma comparação entre essas fibras, apontando a fibra de vidro como a de menor custo e com a melhor resistência a corrosão.

Tabela 2 - Principais características da fibra de aramida

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Baixa massa específica	Baixas resistências à compressão
Elevada resistência à tração	Degradação lenta sob luz (UV)
Elevada resistência ao impacto	Elevada absorção de umidade
Baixa condutibilidade elétrica	Custo relativamente elevado
Boa resistência química (exceto a ácidos e bases concentrados)	Aderência medíocre à maioria das matrizes poliméricas (resinas)
Elevada resistência à abrasão	Má resistência química a ácidos fortes concentrados
Excelente comportamento sob temperaturas elevadas de serviço	

Fonte: Soares (2006)

Tabela 3 - Principais características da fibra de carbono

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Excelentes características mecânicas	Reduzida resistência ao impacto
Elevado módulo de elasticidade longitudinal	Elevada condutibilidade térmica
Baixa massa específica	Fratura frágil
Elevada condutibilidade elétrica	Baixa deformação antes da fratura
Elevada estabilidade dimensional	Baixa resistência à compressão
Baixo coeficiente de dilatação térmica	Elevado custo
Bom comportamento a elevadas temperaturas (sem oxigênio)	
Inércia química (exceto em ambientes fortemente oxidantes)	
Boas características de amortecimento estrutural	

Fonte: Soares (2006)

Tabela 4 - Principais características da fibra de vidro

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Boa resistência à tração e compressão	Módulo de elasticidade reduzido
Baixo custo, relativamente às outras fibras	Elevada massa específica
Elevada resistência química	Sensibilidade à abrasão
Elevada resistência ao fogo	Sensibilidade a temperaturas elevadas
Boas propriedades de isolamento acústico, térmico e elétrico	Baixa resistência à fadiga

Fonte: Soares (2006)

Tabela 5 - Comparativo de desempenho entre fibras de carbono, vidro e aramida

CARACTERÍSTICAS	FIBRAS		
	CARBONO	VIDRO	ARAMIDA
Resistência à tração	Ótimo	Bom	Ótimo
Resistência à compressão	Ótimo	Bom	Regular
Rigidez	Ótimo	Bom	Bom
Resistência à fadiga	Ótimo	Ruim	Regular
Expansão térmica	Ruim	Ótimo	Ruim
Resistência à umidade	Ótimo	Regular	Regular
Resistência à corrosão	Ruim	Ótimo	Ótimo
Custo	Alto	Baixo	Médio

Fonte: (Perelles et al., 2013)

Considerando a aplicação industrial, o reforço de fibra de vidro é a escolha padrão para este tipo de reparo por possuir características satisfatórias ao fim, e um baixo custo. Fibras de Carbono também possuem boas características, porém o alto custo limita a sua aplicação para fins específicos. As desvantagens das fibras de aramida, citadas na Tabela 2, as tornam menos recomendáveis para o ambiente industrial de óleo e gás.

2.6. INSTALAÇÃO

Uma das vantagens do reparo com material compósito é a instalação mais simples e segura quando comparada com os métodos convencionais de reparo, como a soldagem de luva de aço, por exemplo. O procedimento de instalação pode ser encontrado na norma ISO 24817. Resumidamente, deve-se seguir os seguintes passos para a correta aplicação do reparo compósito:

- Preparação da superfície: a superfície do tubo deve estar seca, a uma temperatura acima do ponto de orvalho, e sem oxidações no trecho em que será instalada a luva;
- Preencher com resina epóxi o volume de metal perdido pela oxidação;
- Envolver a tubulação com a manta de fibra de vidro e resina epóxi até chegar na espessura requerida, conforme Figura 8.
- Aguardar o tempo de cura.



Figura 8 - Aplicação do material compósito
Fonte: Khan *et al.* (2017) (adaptado)

Após a instalação, a Figura 9 mostra um exemplo desse tipo de reparo em uma tubulação, percebe-se como uma das vantagens a possibilidade de aplicação em tubulações com geometrias complexas com derivações e curvas.



Figura 9 - Reparo de compósito em tubulação com geometrias complexas
Fonte: Portal Pipeline Brazil (2022)

2.7. CARGAS ATUANTES NAS TUBULAÇÕES

Pode-se analisar cada trecho da tubulação como um elemento estrutural sujeito a cargas provenientes de diversas fontes, sendo as principais cargas atuantes em tubulações, segundo Silva Telles (2009) e França Filho (2013):

- Pressão interna exercida pelo fluido;
- Pressão externa (como, por exemplo, tubulações submersas no oceano ou que operam com vácuo);
- Peso próprio da tubulação, do fluido, das conexões, dos revestimentos, das válvulas, etc;
- Sobrecargas diversas agindo sobre a tubulação, tais como peso de outros tubos, plataformas e estruturas apoiadas nos tubos, gelo e neve sobre os

tubos, peso da terra, pavimentação e veículos (no caso de tubos enterrados), peso das pessoas sobre a tubulação, etc;

- Dilatações ou contrações térmicas da própria tubulação, equipamentos ou de outras tubulações ligadas à tubulação em questão;
- Movimentos de pontos extremos da tubulação causados por dilatações e ações dinâmicas externas;
- Ações dinâmicas externas como vento, movimento de marés, terremoto, etc;
- Atrito da tubulação nos suportes;
- Ações dinâmicas provenientes do movimento do fluido na tubulação, tais como golpes de aríete, acelerações, impactos, etc;
- Vibrações;
- Reações de juntas de expansão;
- Tensões decorrentes da montagem, tais como alinhamentos forçados, desalinhamentos e desnivelamento de suportes, tensões residuais de soldagem, aperto exagerado ou desigual de flanges e de roscas, erros de ajuste de suportes de molas, etc;
- Desnivelamento de suportes, vasos e equipamentos ligados à tubulação e recalques residuais das fundações.

Na prática cada trecho da tubulação sofre com a ação simultânea de algumas ou da maioria das cargas citadas. Entretanto, devido ao grande número dessas cargas, da complexidade de análise de algumas delas e também à variedade de configurações de arranjos que as tubulações podem ter, o cálculo rigoroso de todas essas cargas atuantes é extremamente complexo e raramente justifica-se fazê-lo. Do ponto de vista da engenharia prática faz-se, em regra, apenas os cálculos das cargas predominantes, adotando-se tensões admissíveis inferiores às que o material permitiria, ou seja, fatores de segurança, a fim de compensar os esforços não considerados (Silva Telles, 1999).

Segundo Silva Telles (1999), para a grande maioria dos casos da indústria, é necessário e suficiente considerar apenas as seguintes cargas:

- Pressão (interna e/ou externa);
- Pesos e sobrecargas;

- Efeito combinado das dilatações e contrações térmicas da própria tubulação e de outras tubulações ou equipamentos ligados à tubulação em questão, e dos movimentos dos pontos extremos da tubulação quando existirem.

2.8. DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES NAS PAREDES DOS TUBOS SUBMETIDOS À PRESSÕES INTERNA E EXTERNA

Na engenharia, o estudo da mecânica dos sólidos é subdividido em classes estruturais como: barras, vigas, placas, membranas e cascas, em que cada classe possui suas premissas e simplificações para efeito de distribuição de tensões e deslocamentos, dependendo da geometria do problema e da aplicação de cargas. O principal objetivo dessas teorias é a obtenção de equações mais simplificadas com o menor número de variáveis possíveis para facilitar a análise analítica e numérica do problema em questão.

O elemento estrutural tubo pode ser analisado tanto pela teoria das cascas, quanto pela teoria das membranas. A principal diferença para a escolha de uma teoria à outra é a relação do diâmetro com a espessura da parede, em que:

- Para $r_i/t > 10$, considera-se tubo de parede fina pela teoria das membranas;
- Para $r_i/t < 10$, considera-se tubo de parede grossa pela teoria das cascas (França Filho, 2013).

De forma geral, podemos realizar uma análise em um elemento infinitesimal qualquer de um trecho de tubo de uma tubulação industrial sujeita aos carregamentos descritos acima e, assim, estaremos diante de quatro tipos distintos de tensões, representados na Figura 10 (Silva Telles, 1999; França Filho, 2013).

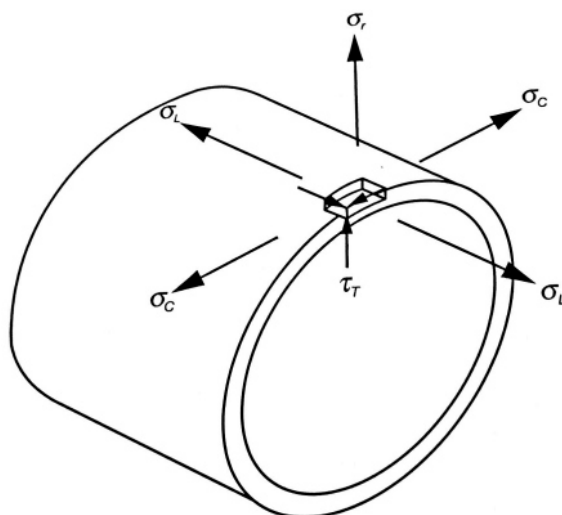


Figura 10 - Tensões geradas na seção dos tubos sob pressão interna e externa
Fonte: França Filho (2013)

Pela teoria das cascas, a formulação das equações de tensões em tubos de parede grossa leva em consideração a espessura da parede, assim espera-se que os valores das tensões radial, axial e circunferencial variem significativamente de acordo com o raio.

Como explicitado anteriormente, para a maioria dos casos e para a simplificação analítica, é suficiente para o projeto de dimensionamento de tubulações, analisar apenas as cargas geradas pelas pressões internas e externa, conforme demonstrado pela Figura 11.

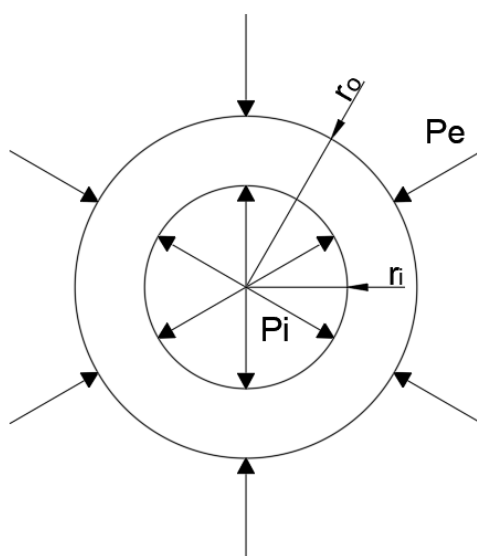


Figura 11 - Pressão interna e externa atuante nas paredes dos tubos
Fonte: Os autores (2022)

2.9. TENSÕES NO CILINDRO

2.9.1. Tensão Circunferencial

É a tensão normal que atua na direção perpendicular ao eixo do tubo e tende a provocar o rompimento deste ao longo de sua geratriz, pela abertura da seção circular, segundo França Filho (2013). Podem ser expressas conforme Equação (1) ou (2).

Tensão circunferencial para cilindro de parede grossa sob pressão interna e externa:

$$\sigma_{\theta} = P_i \frac{\left(\frac{r_0^2}{r^2}\right) + 1}{\left(\frac{r_0^2}{r_i^2}\right) - 1} - P_e \frac{1 + \left(\frac{r_i^2}{r^2}\right)}{1 - \left(\frac{r_i^2}{r_0^2}\right)} \quad (1)$$

Tensão circunferencial para cilindro de parede fina sob pressão interna:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i r}{t} \quad (2)$$

A tensão circunferencial é composta das seguintes parcelas:

- *Hoop Stress* - tensão decorrente das pressões interna e externa, considerada a mais importante e sendo responsável basicamente pela tensão circunferencial;
- Tensão localizada nos pontos de deformação do tubo, devido às deformações localizadas significativas nos pontos de apoio de tubulações de grande diâmetro e pequena espessura (França Filho, 2013).

2.9.2. Tensão Longitudinal

Esta tensão atua em uma direção paralela ao eixo do tubo e tende a provocar o rompimento dele ao longo de uma circunferência, como se estivesse sob o efeito de

uma guilhotina, de acordo com França Filho, 2013. Ela depende do coeficiente de Poisson (ν) do material e é proporcional às tensões radiais e circunferenciais, podendo ser expressa pela Equação (3) ou (4), considerando o caso de estado plano de deformação.

Tensão longitudinal para cilindro de parede grossa:

$$\sigma_L = \nu(\sigma_\theta + \sigma_r) \quad (3)$$

Tensão longitudinal para cilindro de parede fina sob pressão interna:

$$\sigma_L = \frac{P_i r}{2t} \quad (4)$$

A tensão longitudinal é composta das seguintes parcelas:

- Tensão decorrente da pressão;
- Tensão de flexão provocada pelo peso próprio do tubo, fluido circulante, acessórios, isolamento e outros agentes externos;
- Tensão de flexão decorrente da expansão térmica da própria tubulação, equipamentos adjacentes e restrições aos movimentos;
- Tensão decorrente de esforços axiais. (França Filho, 2013).

Outras parcelas menos frequentes, mas que contribuem para o aumento da tensão normal longitudinal são:

- Tensão decorrente das reações da abertura de válvulas de segurança;
- Tensão decorrente dos esforços desequilibrados dos suportes de mola;
- Tensão decorrente das reações liberadas pelas juntas de expansão;
- Tensão decorrente de recalques residuais das fundações;
- Tensão de flexão provocada pela ação direta do vento;
- Tensão decorrente de golpes de aríete. (França Filho, 2013).

2.9.3. Tensão Radial

A tensão radial age no sentido da espessura da geratriz, é compressiva e seu valor é geralmente baixo em relação às outras tensões, pode ser expressa pela Equação (5) ou (6), entretanto costuma ser desprezado nos cálculos de dimensionamento e análise de tensões das tubulações. (França Filho, 2013).

Tensão radial para cilindro de parede grossa sob pressão interna e externa:

$$\sigma_r = -p_i \frac{\left(\frac{r_0^2}{r^2}\right) - 1}{\left(\frac{r_0^2}{r_i^2}\right) - 1} - p_e \frac{1 - \left(\frac{r_i^2}{r^2}\right)}{1 - \left(\frac{r_i^2}{r_0^2}\right)} \quad (5)$$

Tensão radial para cilindro de parede fina sob pressão interna:

$$\sigma_r = -p_i \quad (6)$$

2.9.4. Tensão Cisalhante

Essa tensão ocorre no plano perpendicular ao eixo do tubo e é composta pelas seguintes parcelas:

- Tensão decorrente do momento torsor, que decorre principalmente da expansão térmica e dos movimentos impostos pelos bocais dos equipamentos, e em configurações cujos equipamentos impõem deslocamentos através dos bocais transversalmente ao plano que as contém (França Filho, 2013);
- Tensão de cisalhamento na flexão, esta parcela normalmente é desprezível, não sendo considerada no dimensionamento e análise de tensões das tubulações (França Filho, 2013).

Portanto, as tensões de cisalhamento são provenientes dos momentos de torção e flexão das diversas forças cortantes que atuam sobre o tubo. Tais momentos só são apreciáveis em casos de tubulações não-planas e, em geral, por consequência das dilatações térmicas (França Filho, 2013).

Sabe-se, pela análise e resolução teórica das equações de tensão nas paredes dos tubos que, $\sigma_{\theta} > \sigma_L > \sigma_r$ e, dessa forma para um estado multiaxial de tensões, obtêm-se as tensões principais que seguem na ordem $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, conforme Hibbeler (2010).

2.10. CRITÉRIOS DE FALHAS SEM DANO

A ciência dos materiais estuda, além de outros assuntos, o comportamento mecânico dos materiais, e dentro deste, a capacidade que um material possui em se deformar e resistir aos esforços sem romper. Para isso, os materiais são classificados em dúcteis, quando apresentam alta capacidade em se deformar antes do rompimento e materiais frágeis, quando não são capazes de se deformar antes de que ocorra a fratura. O Gráfico 3, ilustra a diferença, através do gráfico tensão x deformação, entre esses dois tipos de materiais.

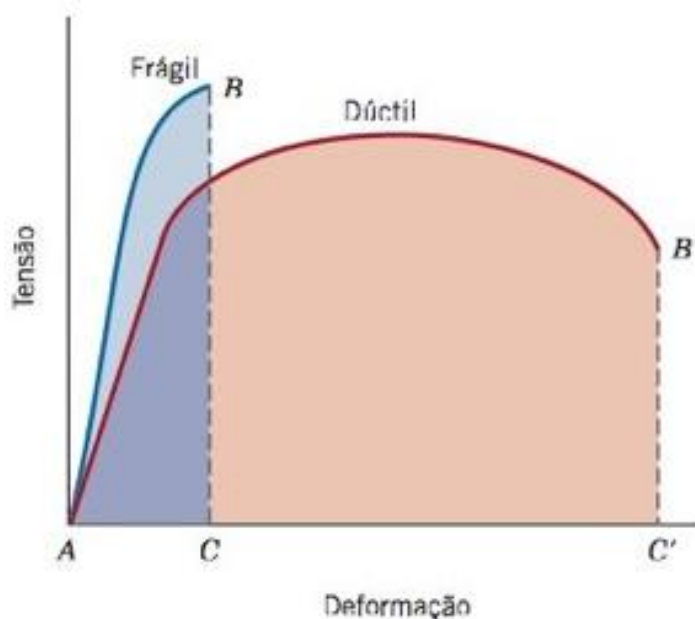


Gráfico 3 - Gráfico tensão x deformação para materiais dúctil e frágil
Fonte: Callister (2007)

Para atender aos critérios de segurança, deve-se sempre evitar a fratura frágil por ser extremamente perigosa por conta da imprevisibilidade e da alta liberação de energia instantânea. Dessa forma, os elementos estruturais são projetados com materiais dúcteis para suportar até a tensão limite de escoamento do material em questão, e se caso venha a falhar, que seja por fratura dúctil, uma vez que esta apresenta certa previsibilidade e menor quantidade de energia liberada ao material se romper.

Esses modos de falha são rapidamente definidos quando o elemento é submetido a um estado de tensão uniaxial, entretanto caso o elemento esteja submetido a estados de tensão biaxial ou triaxial, como geralmente ocorre na prática, o critério de ruptura fica mais difícil de se estabelecer e, por isso, foram desenvolvidas teorias para prever a ruptura de um material submetido a um estado multiaxial de tensões, calculando assim, as tensões admissíveis pelo projeto.

Para materiais dúcteis como cobre, polímeros e ligas de aço, que são os casos das tubulações industriais, a teoria menos conservadora é o Critério de von Mises.

Este critério é baseado nas distorções provocadas pela energia de deformação, por isso é chamada de Teoria da Energia de Distorção Máxima. Segundo esse critério, um componente estrutural está seguro desde que o valor máximo da energia de distorção por unidade de volume necessária para provocar escoamento em um corpo de prova do mesmo material em um ensaio de tração, ou seja, está associado a mudanças na forma do elemento e não do volume deste.

A partir das tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 , a tensão equivalente de von Mises σ_v pode ser calculada como:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (7)$$

Assim, o material irá escoar se $\sigma_v \geq \sigma_y$.

2.11. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Através dos métodos analíticos clássicos é possível calcular deformações, deslocamentos e tensões em todos os infinitos pontos de uma estrutura, porém essa metodologia só é possível em condições mais simples e específicas, o que em boa parte das vezes não é aplicável em situações reais de projeto.

O método dos elementos finitos surgiu para contornar esse problema, criando uma forma de executar os cálculos independentemente da estrutura e das condições de carregamento, dentro de um nível de precisão considerável aceitável para o projeto.

2.11.1. Funcionamento

Conforme pode ser observado na figura 12, a geometria é subdividida em pequenas partes, denominadas elementos, estes são conectados entre si por pontos, chamados de nós. A este conjunto se dá o nome de malha. O nome “elementos finitos” vem do fato da geometria ser subdividida por um número finito de elementos.

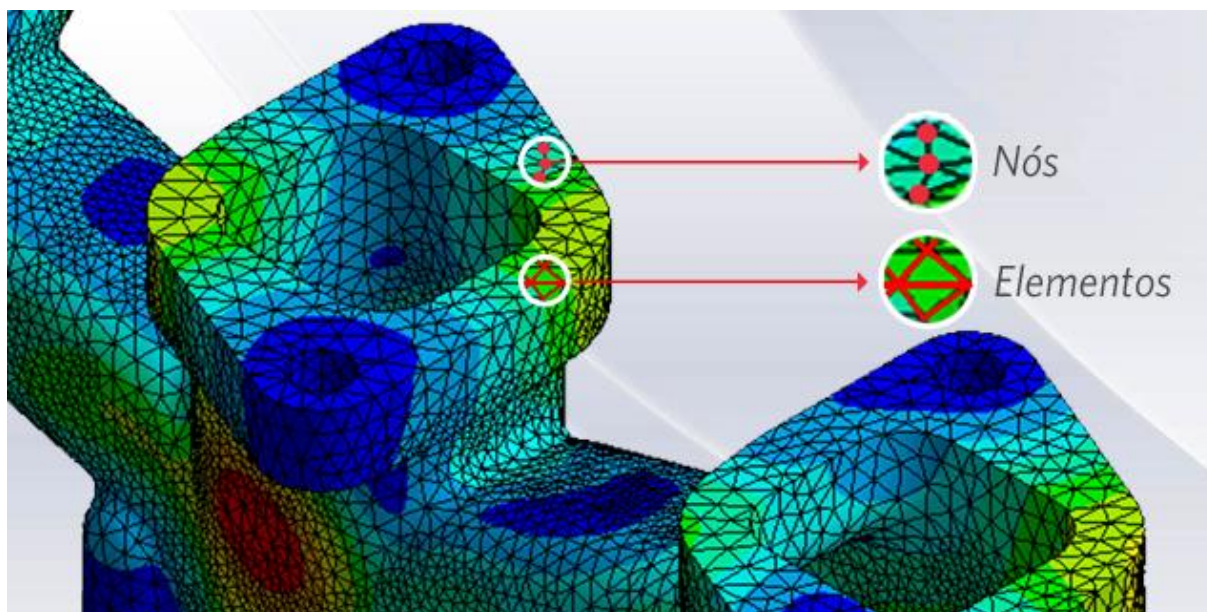


Figura 12 - Nós e elementos presentes em uma malha
Fonte: Portal ESSS (2022)

As equações matemáticas que regem o comportamento físico serão então resolvidas de forma aproximada em função do número de subdivisões da estrutura. Ou seja, a precisão do método depende desse número de subdivisões (em geral, quanto maior, mais precisa é a análise, salvo algumas exceções).

2.11.2. Utilização

Este método pode ser aplicado na análise estrutural para a obtenção de tensões, deslocamentos e deformações, além de avaliar o desempenho com a aplicação de critérios de resistência, rigidez ou fadiga.

Variações desse método permitem análise acústica, térmica, eletromagnética, dinâmica e de fluidos.

3. METODOLOGIA

De acordo com a atual metodologia científica, o engenheiro ou projetista tem à sua disposição, basicamente, três ferramentas para projetar, analisar e resolver um problema, que são os métodos teóricos analíticos e numéricos e o método prático de experimentação em laboratório. O método experimental apresenta a vantagem de tratar uma configuração real das situações a serem examinadas, no entanto ela possui um elevado custo, além de haver a necessidade de uma infraestrutura com laboratórios capazes de viabilizar esses testes.

Devido a essa dificuldade prática, nas últimas décadas a modelagem computacional, com o auxílio de *softwares*, vem sendo cada vez mais desenvolvida e estudada para a criação de novos produtos e soluções.

Dessa forma, neste trabalho foram adotadas as ferramentas teóricas analíticas e numéricas a partir de 4 referências principais que convergem para o resultado de dimensionamento do reparo e posterior análise de resultados, sendo elas: a norma ASME PCC-2 Artigo 401, a norma ISO 24817, o método apresentado no artigo de Costa-Mattos *et al.* (2009) e por simulação de elementos finitos.

Esse estudo pode ser compreendido através do diagrama na Figura 13 que mostra o fluxo de desenvolvimento do trabalho.

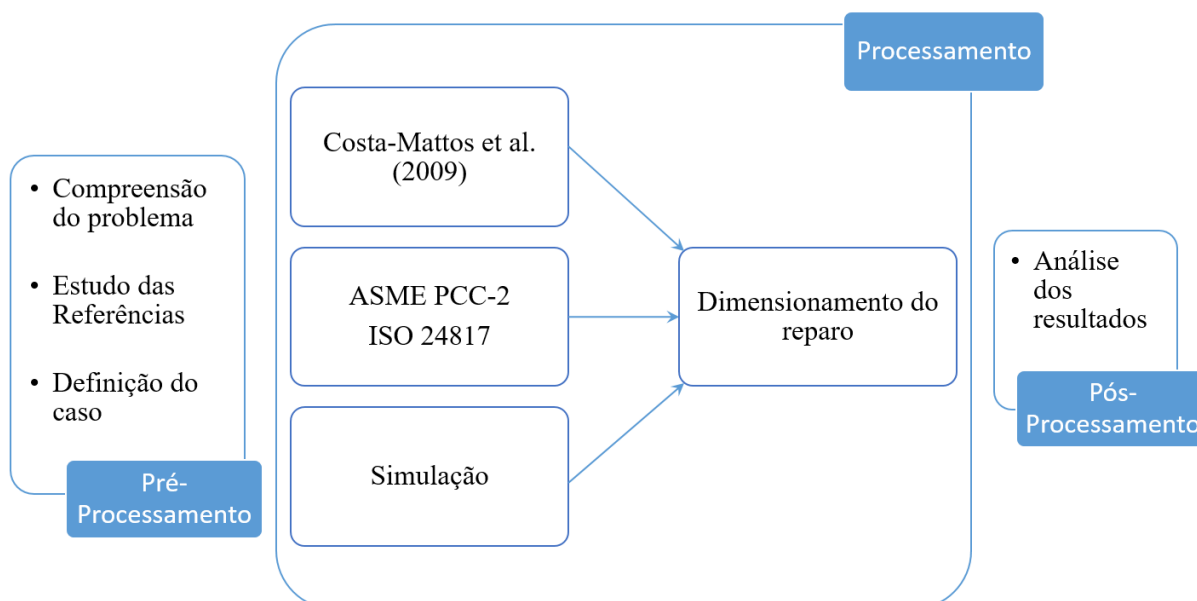


Figura 13 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho

Fonte: Os autores (2022)

3.1. DEFINIÇÃO DO CASO A SER ESTUDADO

A fim de padronizar os cálculos e simulações, foi adotado um exemplo similar ao utilizado no artigo de Costa-Mattos *et al.* (2009). Os dados sugeridos são apresentados a seguir:

Dados do tubo:

- Raio interno do tubo (r_i) = 685,8 mm;
- Raio externo do tubo (r_o) = 692,2 mm;
- Espessura do tubo ($t = r_o - r_i$) = 6,4 mm;
- Comprimento da tubulação (L_t) = 5000 mm
- Profundidade do defeito (d) = 2,24mm;
- Comprimento do defeito (L) = 374,77 mm;
- Ângulo do defeito ($\hat{\alpha}$) = 31,14°;
- Módulo de elasticidade do tubo metálico (E) = 200 GPa;
- Coeficiente de Poisson do tubo (ν_t) = 0,3;
- Limite de escoamento do tubo (σ_y) = 300 MPa;

Dados da luva de reparo:

- Comprimento da luva de reparo (L_s) = 1000 mm;
- Módulo de elasticidade circunferencial (E_θ) = 34400 MPa;
- Módulo de elasticidade radial (E_r) = 9600 MPa;
- Coeficiente de Poisson da luva (ν_L) = 0,39;

Condições de projeto:

- Pressão interna da tubulação (P_i) = 3 MPa;
- Pressão na face externa da tubulação (P_o) = 0 MPa;
- Pressão interna da tubulação durante aplicação do reparo (P_{apl}) = 0 MPa;

A Figura 14 mostra uma representação esquemática da geometria do tubo, luva e defeito.

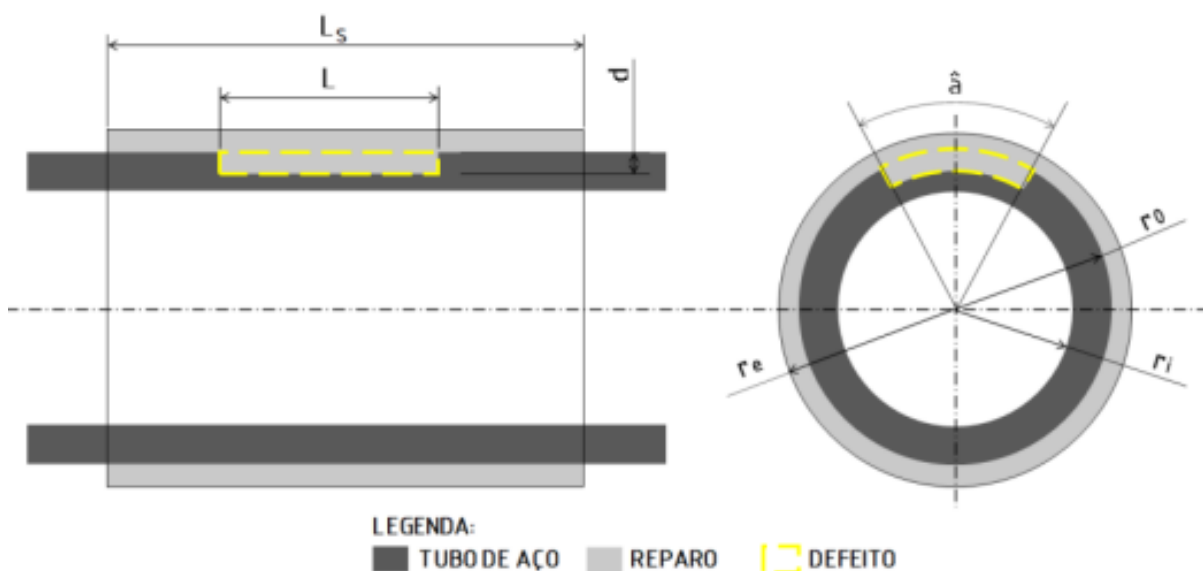


Figura 14 - Representação esquemática da luva de reparo aplicada a uma tubulação danificada por corrosão

Fonte: Os autores (2022)

Nota-se, como características do caso a estudado, que o tubo de aço possui um defeito parcial e geometria do defeito retangular e, além disso, a única carga a ser considerada será a pressão interna para efeito de simplificação do modelo.

3.2. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO CONFORME AS NORMAS

A forma mais tradicional e segura para calcular a espessura e comprimento do reparo é através das normas ASME PCC-2 e ISO 24817. Estas normas são inclusive citadas como referência no item 4.5.2.6 da norma N2737 da Petrobras, que fala de reparos com luva de material compósito.

A diferença entre elas é que a ASME PCC-2, além de tratar sobre reparos não metálicos e reparos colados (cujo artigo 401 foi referência para o desenvolvimento deste trabalho), também abrange reparos soldados e reparos mecânicos. Enquanto isso, a ISO 24817 é dedicada exclusivamente para os reparos com materiais

compósitos e possui detalhes adicionais em relação a ASME PCC-2. Porém, a ASME aceita os detalhes adicionais da ISO como forma de complementação.

A norma ASME PCC-2 apresenta diversas formas para o cálculo de espessura da luva, a escolha de qual utilizar varia de acordo com o caso. No exemplo estudado neste trabalho foi utilizado o cálculo da espessura considerando a tensão admissível no componente e o substrato com escoamento, e também o cálculo da espessura considerando a deformação admissível no compósito e o substrato com escoamento.

3.3. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO CONFORME O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Neste trabalho, utilizou-se o *software* CAD/CAE Autodesk Inventor Professional versão estudantil 2023 para a execução do modelo 3D do tubo com defeito, conforme mostrado na Figura 15, cujas dimensões foram definidas no item 3.1, assim como para a execução da análise desse modelo pelo método dos elementos finitos.

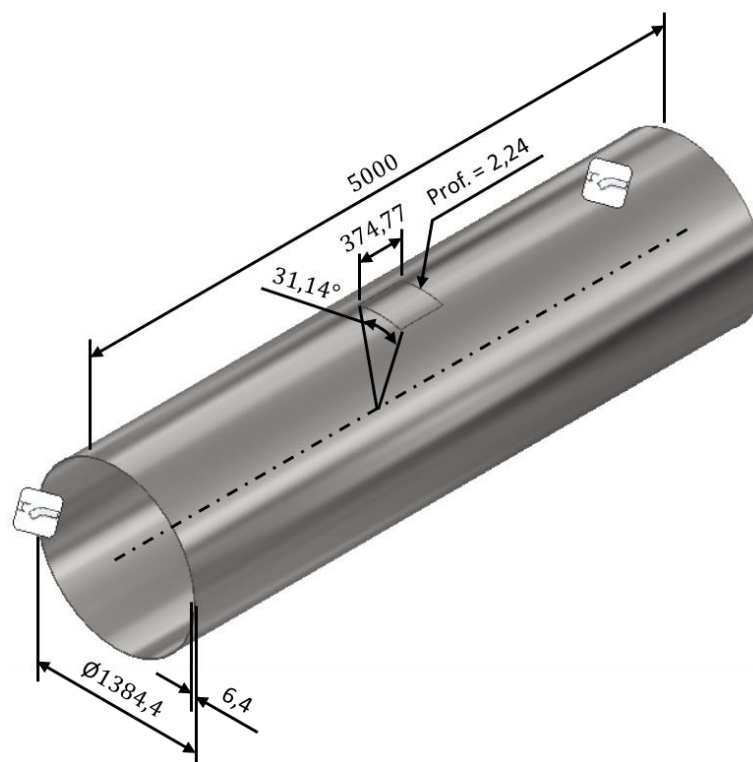


Figura 15 - Modelo do tubo com defeito. Dimensões em milímetros.
Fonte: Os autores (2023)

Antes de ser executada a simulação, as extremidades do tubo foram engastadas (conforme visto na Figura 15) e nele foi aplicada uma pressão interna de 3 MPa. As propriedades dos materiais do tubo e luva foram definidas conforme descrito no item 3.1. O material de preenchimento do volume do defeito foi considerado o mesmo da luva. Foi considerado que o reparo estaria colado na superfície, não podendo mover-se sobre ela. Não foi considerada a influência da temperatura na simulação.

Para a definição da malha ideal, foram realizados alguns testes com diversos tamanhos de aresta média dos elementos da malha e luva com 10 mm de espessura, conforme mostrado no Gráfico 4. Nota-se que a partir de elementos com aresta média igual a 29,7 mm os valores de tensão máxima no defeito tenderiam, em regra, a convergir em um valor médio entre 290 MPa e 298 MPa e, além disso, o tempo de processamento para elementos com aresta média maiores do que 27 mm foi elevado, não justificando o maior refino da malha. Dessa forma, considerando a melhor relação entre precisão e tempo de processamento, escolheu-se a malha com elementos de aresta média igual a 27 mm, conforme Figura 16.

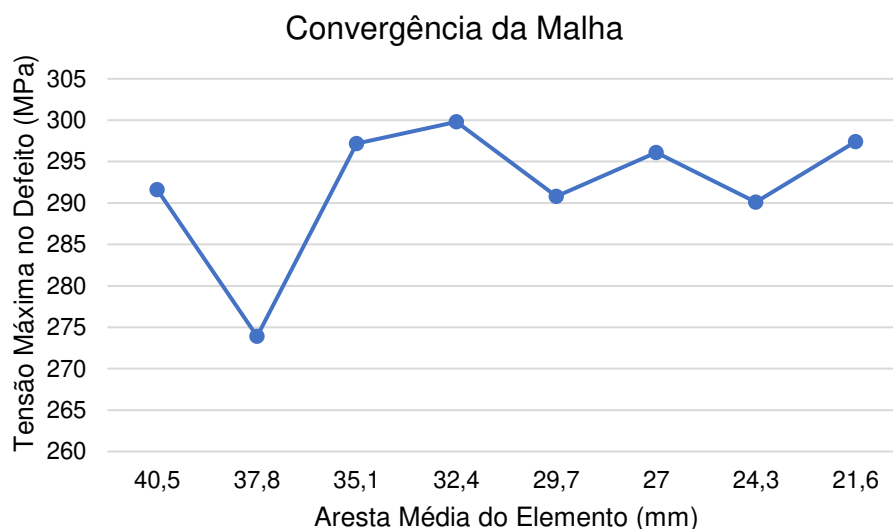


Gráfico 4 - Convergência da malha

Fonte: Os autores (2023)

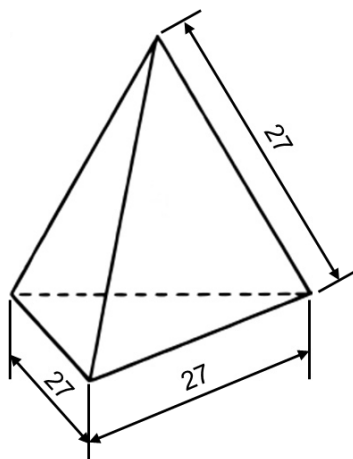


Figura 16 - Dimensões médias do elemento da malha gerada
Fonte: Os autores (2023)

A malha do modelo, conforme mostrada na Figura 17, foi gerada com 141904 elementos e 285890 nós, utilizando o elemento tetraédrico como *default* do *software*. Por questões limitação do *software*, este refinamento de malha foi aplicado em todo o modelo e não apenas na região do defeito. Ressalta-se que foi considerada uma análise numérica linear, isto é, no regime de pequenas deformações no qual os materiais se comportam de forma elástica linear.

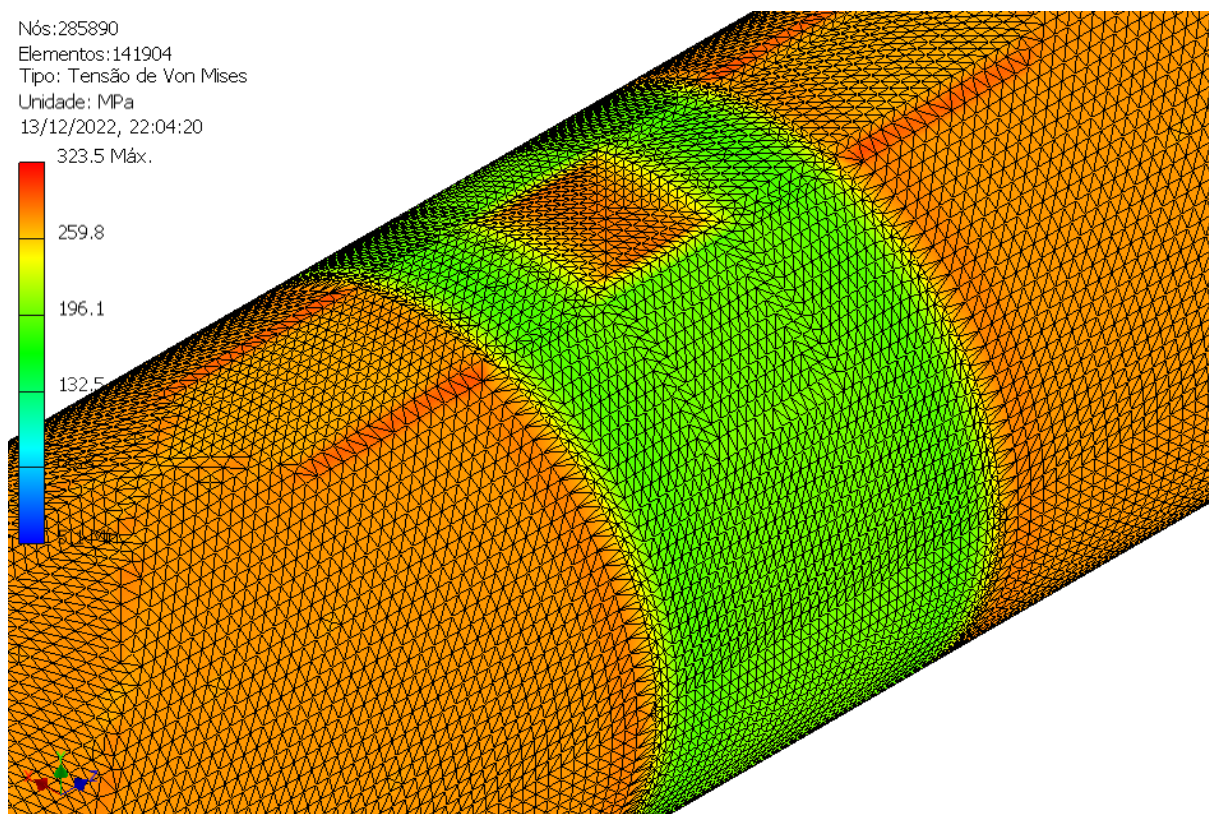


Figura 17 - Detalhe da malha gerada
Fonte: Os autores (2022)

Posteriormente, foram realizadas as simulações variando-se a espessura da luva de 2 em 2 mm para determinar a espessura mínima necessária para o reparo.

3.4. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO SEGUNDO O MÉTODO PROPOSTO POR COSTA-MATTOS *ET AL.* (2009)

Costa-Mattos *et al.* (2009) apresentaram uma metodologia analítica alternativa para o dimensionamento de luvas em material compósito para o reparo de tubulações danificadas por corrosão, que consiste em um método analítico em que é observada a compatibilidade geométrica de deslocamento radial entre o tubo de aço e a luva de compósito.

Para a solução do método, faz-se necessária a utilização do método numérico da bissecção, o qual foi desenvolvido e implementado no *software* Matlab versão R2018a (9.4.0.813654).

4. DIMENSIONAMENTO E RESULTADOS

Neste capítulo é apresentado o dimensionamento do reparo pelos métodos estudados.

4.1. DIMENSIONAMENTO CONFORME AS NORMAS ISO 24817 E ASME PCC-2

4.1.1. Pressão Equivalente

Para o cálculo da pressão equivalente (P_{eq}) utiliza-se a Equação (8) obtida na ISO 24817.

$$P_{eq} = P_i \left[1 + \frac{16}{(\pi D^2 P_i)^2} \left(F_{sh} + \frac{2}{D} M_{to} \right)^2 \right] \text{ para } p \geq \frac{4}{\pi D^2} \left(F_{sh} + \frac{2}{D} M_{to} \right) \quad (8)$$

$$P_{eq} = P_i + \frac{4}{\pi D^2} \left(F_{sh} + \frac{2}{D} M_{to} \right) \text{ para } p < \frac{4}{\pi D^2} \left(F_{sh} + \frac{2}{D} M_{to} \right)$$

Desconsiderando a existência do momento torçor (M_{to}) e força de cisalhamento (F_{sh}), $P_{eq} = P_i = 3 \text{ MPa}$.

4.1.2. Força Equivalente

Para o cálculo da força equivalente (F_{eq}) utiliza-se a Equação (9) obtida na ISO 24817.

$$F_{eq} = \frac{\pi}{4} P_i D^2 + \sqrt{F_{ax}^2 + 4F_{sh}^2} + \frac{4}{D} \sqrt{M_{ax}^2 + M_{to}^2} \quad (9)$$

Desconsiderando as forças axial (F_{ax}) e cisalhante (F_{sh}), e os momentos axial (M_{ax}) e torção (M_{to}), a equação resume-se a:

$$F_{eq} = \frac{\pi}{4} P_i D^2 \quad (10)$$

$$F_{eq} = \frac{\pi * 3 * 1384,4^2}{4} = 4515796 \text{ N}$$

4.1.3. Fator de Temperatura

Para o cálculo do fator de temperatura (f_T), em graus Celsius, utiliza-se a Equação (11) obtida na ASME PCC-2.

$$f_T = 6 * 10^{-5} (T_m - T_d)^2 + 0,001 (T_m - T_d) + 0,7014 \quad (11)$$

No caso mais conservador considera-se que a temperatura de projeto do reparo (T_d) será igual a temperatura máxima de serviço do sistema de reparo (T_m), ou seja $T_m - T_d = 0$. Sendo assim, $f_T = 0,7014$.

Ressalta-se que a norma estabelece o limite $T_m = T_g - 20^\circ\text{C}$ para defeito do tipo A (sem vazamento), em que T_g é a temperatura de transição vítrea do compósito.

4.1.4. Deformação Circunferencial Admissível

Para o cálculo da deformação circunferencial admissível (ε_c) foi utilizada a Equação (12), obtida na ASME PCC-2.

$$\varepsilon_c = f_T \varepsilon_{c0} - \Delta T (\alpha_s - \alpha_c) \quad (12)$$

ε_{c0} foi obtido na Tabela (6), retirada dessa mesma norma. Considerando o caso de operação contínua e carregamento circunferencial, tem-se $\varepsilon_{c0} = 0,25\% = 0,0025$.

Tabela 6 - Deformações admissíveis (de longo prazo) para laminados de reparo (sem efeito da temperatura)

Tipo de carregamento	Símbolo	Raramente ocorrendo %	Contínuo (sustentado) %
Para $E_a \geq 0,5 E_c$	$\varepsilon_{c0}, \varepsilon_{a0}$	0,40	0,25
Para $E_a < 0,5 E_c$			
Circunferencial	ε_{c0}	0,40	0,25
Axial	ε_{a0}	0,25	0,10

Fonte: ASME PCC-2 (2018)

ΔT é a diferença entre a temperatura da tubulação durante a instalação do reparo e a temperatura de projeto do sistema de reparo. É importante ressaltar que os coeficientes de expansão térmica dos materiais da tubulação (α_s) e do compósito (α_c) são diferentes, resultando em tensões térmicas quando ocorre tal gradiente de temperatura. Sendo assim, pela Equação (12), ocorre redução da deformação admissível e, conseqüentemente, aumento da espessura do reparo. Portanto, a temperatura na qual o reparo será instalado é uma variável importante no projeto deste dispositivo.

Neste trabalho, a temperatura de instalação é considerada igual temperatura de projeto, ou seja, o sistema opera a temperatura ambiente, sendo assim, $\Delta T = 0$. A equação (12) resume-se a:

$$\varepsilon_c = f_T \varepsilon_{c0} \quad (13)$$

$$\varepsilon_c = 0,7014 * 0,0025 = 0,0017535$$

4.1.5. Dimensionamento da Espessura e Comprimento do reparo

A norma ASME PCC-2 possui várias formas de cálculo para a espessura da luva (t_{min}).

O cálculo da espessura considerando a tensão admissível no componente e o substrato com escoamento pode ser feito através das equações (14), (15) e (16).

O dimensionamento da espessura do reparo considerando a deformação circunferencial adequada e a pressão interna pode ser feito através da iteração da equação (14).

$$\varepsilon_c = \frac{P_i D}{2E_\theta t_{min}} - s \frac{t_s}{E_\theta t_{min}} - \frac{P_{apl} D}{2(E_\theta t_{min} + E_s t_s)} \quad (14)$$

No exemplo, considerou-se que a aplicação do reparo foi feita com a tubulação fora de funcionamento, ou seja, com a pressão interna igual a zero ($P_{apl} = 0$). Sendo assim, a equação (14) pode ser reorganizada conforme a equação (15). Enquanto esta considera a direção circunferencial, a equação (16) considera a direção axial.

$$t_{min} = \frac{1}{\varepsilon_c E_\theta} \left(\frac{P_i D}{2} - s t_s \right) \quad (15)$$

$$t_{min} = \frac{1}{\varepsilon_a E_r} \left(\frac{P_i D}{4} - s t_s \right) \quad (16)$$

Como a Equação (16) possui o fator 4 no denominador, o cálculo pela tensão circunferencial sempre resulta em uma espessura maior.

Considerando condições ambientais não agressivas para os materiais, tem-se que $s = \sigma_y$. Sendo assim pode-se escrever a Equação (15) da seguinte forma:

$$t_{min} = \frac{1}{\varepsilon_c E_\theta} \left(\frac{P_i D}{2} - \sigma_y t_s \right) \quad (17)$$

Utilizando os valores numéricos, obtém-se a espessura mínima do reparo.

$$t_{min} = \frac{1}{0,0017535 * 34400} \left(\frac{3 * 1384,4}{2} - 300 * 4,16 \right) = 13,7mm \rightarrow 14mm$$

Para dimensionar o comprimento mínimo da luva, utilizou-se as equações (18) e (19) obtidas na ASME PCC-2.

Na Figura 18, pode-se ver as dimensões que constituem o comprimento total do reparo.

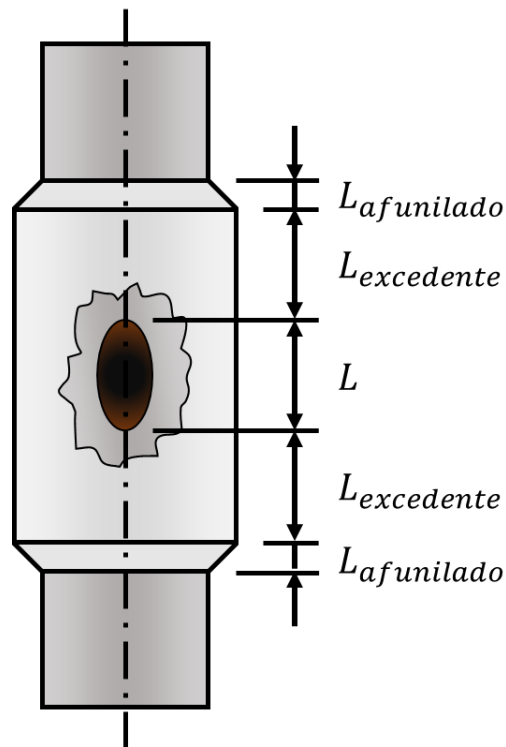


Figura 18 - Dimensões que constituem o comprimento do reparo
 Fonte: Os autores (2023)

A equação (18) fornece o comprimento excedente da luva ($L_{excedente}$), ou seja, o comprimento além da região do defeito.

$$L_{excedente} = 2,5\sqrt{Dt/2} \quad (18)$$

$$L_{excedente} = 2,5\sqrt{1384,4 * 14/2} = 246,1mm$$

A equação (19) fornece o comprimento total da luva.

$$L_s = 2L_{excedente} + L + 2L_{afunilado} \quad (19)$$

Foi considerado apenas o comprimento da luva com espessura constante, sem redução nas extremidades, sendo assim, o comprimento afunilado ($L_{afunilado}$) foi desconsiderado. A Equação (19) resume-se a:

$$L_s = 2L_{excedente} + L \quad (20)$$

$$L_s = 2 * 246,1 + 374,77 = 867\text{mm}$$

O cálculo da espessura considerando a deformação admissível (ε_c) no compósito e o substrato com escoamento é obtido a partir da Equação (21). Para o cálculo foi considerado apenas a direção circunferencial (tubulação de comprimento longo).

$$t_{min} = \frac{1}{\varepsilon_c} \left(\frac{PD}{2} \frac{1}{E_\theta} - \frac{F}{\pi D} \frac{v_L}{E_r} \right) \quad (21)$$

$$t_{min} = \frac{1}{0,0017535} \left(\frac{3 * 1384,4}{2} * \frac{1}{34400} - \frac{4515796}{\pi * 1384,4} * \frac{0,39}{9600} \right) = 10,4\text{mm} \rightarrow 11\text{mm}$$

Utilizando as equações (18) e (20), calcula-se o comprimento do reparo:

$$L_{excedente} = 2,5\sqrt{1384,4 * 11/2} = 218,1\text{mm}$$

$$L_s = 2 * 218,1 + 374,77 = 811\text{mm}$$

4.2. DIMENSIONAMENTO DO REPARO POR ELEMENTOS FINITOS

Para assegurar, que o cilindro com defeito possua a mesma resistência mecânica que a tubulação sem defeitos, foi considerado que no local do defeito a tensão atuante na espessura remanescente acrescida da espessura do reparo deveria ser menor que a tensão de escoamento do tubo ($\sigma_{max} < \sigma_y$). Na análise foi

considerada o critério de von Mises e a Primeira Tensão Principal (Tensão circunferencial).

O Gráfico 5 mostra os resultados da tensão de von Mises e da 1ª Tensão Principal em cada espessura de luva na parte central do defeito obtidos pela simulação numérica no Inventor. Observa-se que para a tubulação com defeito e sem luva, os níveis de tensão são elevados. Neste caso, a tensão circunferencial e a tensão de von Mises atingem os valores de 688,6 MPa e 585,4 MPa, respectivamente. Este resultado mostra que há uma concentração de tensão na região do defeito que pode levar o tubo à plastificação. Por outro lado, à medida que a espessura da luva aumenta, os níveis de tensão no defeito diminuem. As luvas com espessuras cujos pontos de tensão estão na zona verde (ou seja, com a tensão abaixo da linha da tensão de escoamento do material do tubo) passam pelo critério de falha, podendo, portanto, ser utilizadas.

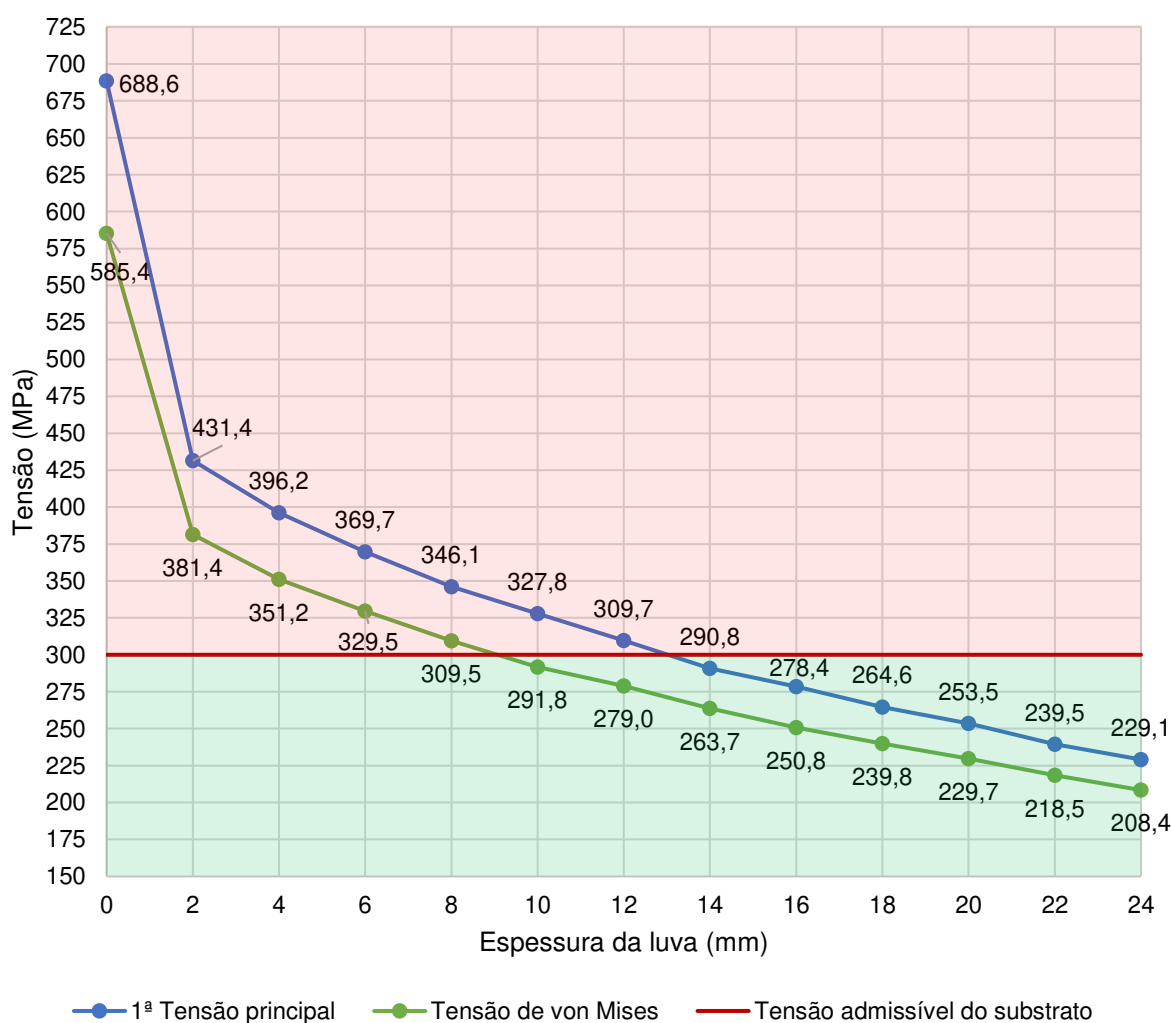


Gráfico 5 - Tensões no defeito para cada espessura de luva
 Fonte: Os autores (2022)

4.2.1. Dimensionamento Considerando a Tensão de von Mises

Considerando a tensão de von Mises, observa-se no Gráfico 3, que para atender a condição $\sigma_{max} < \sigma_y$ (300 MPa), é necessária uma luva com espessura mínima de 10 mm. A Figura 19 demonstra o valor da tensão de von Mises no ponto central do defeito.

Utilizando as equações (18) e (20), calcula-se o comprimento do reparo:

$$L_{excedente} = 2,5\sqrt{1384,4 * 10/2} = 208,0mm$$

$$L_S = 2 * 208,0 + 374,77 = 791mm$$

Tipo: Tensão de Von Mises

Unidade: MPa

11/12/2022, 11:57:33

323,5 Máx.

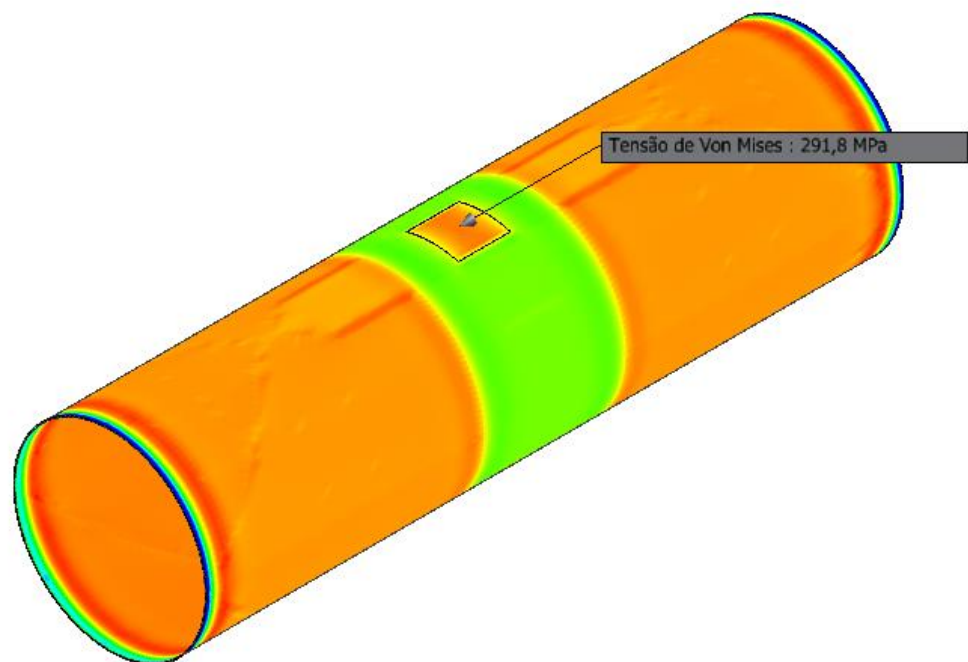
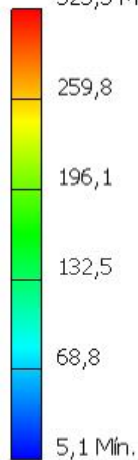


Figura 19 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: Tensão de von Mises com reparo de 10mm de espessura
 Fonte: Os autores (2022)

Observa-se através da Figura 20, conforme adotado pela teoria de tubos de parede fina, o valor da tensão não varia de acordo com o raio na seção transversal do tubo e o valor máximo tende a ser localizado no centro e não nas extremidades do defeito, como poderia ser questionado devido à concentração de tensões gerada pelas arestas.

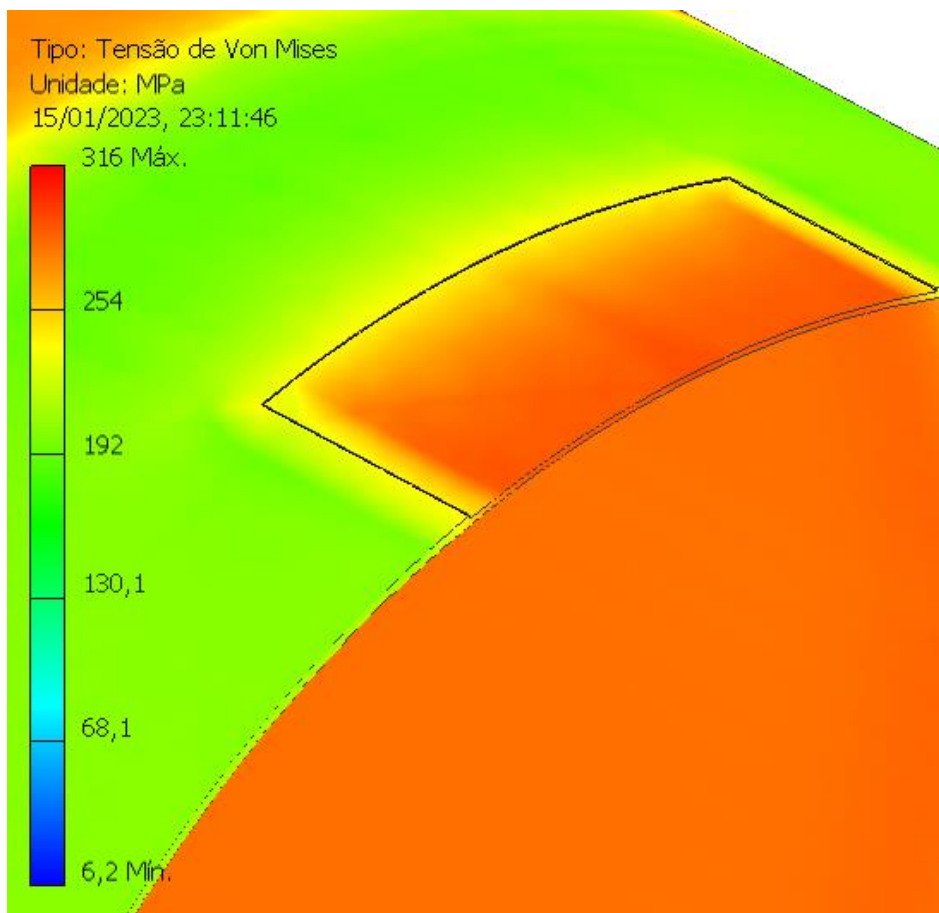


Figura 20 - Tensão localizada no defeito
Fonte: Os autores (2023)

Nota-se, conforme mostrado na Figura 21, a análise de tensões localizadas na luva para o reparo com 10 mm de espessura. Observou-se que o valor máximo de tensão na luva foi de 53,92 MPa.

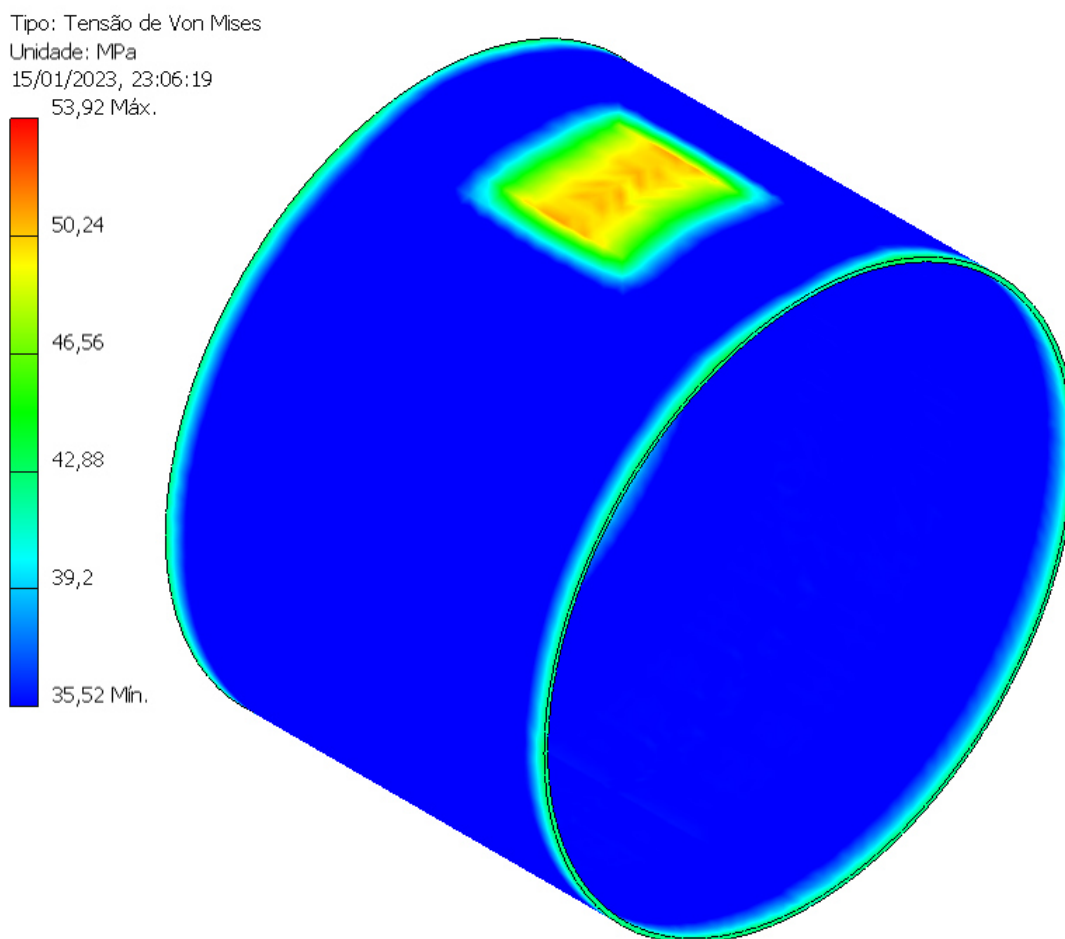


Figura 21 - Tensão localizada na luva de reparo
Fonte: Os autores (2023)

4.2.2. Dimensionamento Considerando a 1ª Tensão Principal

Considerando a 1ª tensão principal ou tensão normal máxima, conforme observa-se no gráfico 3, para atender a condição $\sigma_{max} < \sigma_y$ (300 MPa), precisa-se de uma luva com espessura mínima de 14 mm. A Figura 22 demonstra o valor da 1ª tensão principal no ponto central do defeito.

Utilizando as equações (18) e (20), calcula-se o comprimento do reparo:

$$L_{excedente} = 2,5\sqrt{1384,4 * 14/2} = 246,1mm$$

$$L_S = 2 * 246,1 + 374,77 = 867mm$$

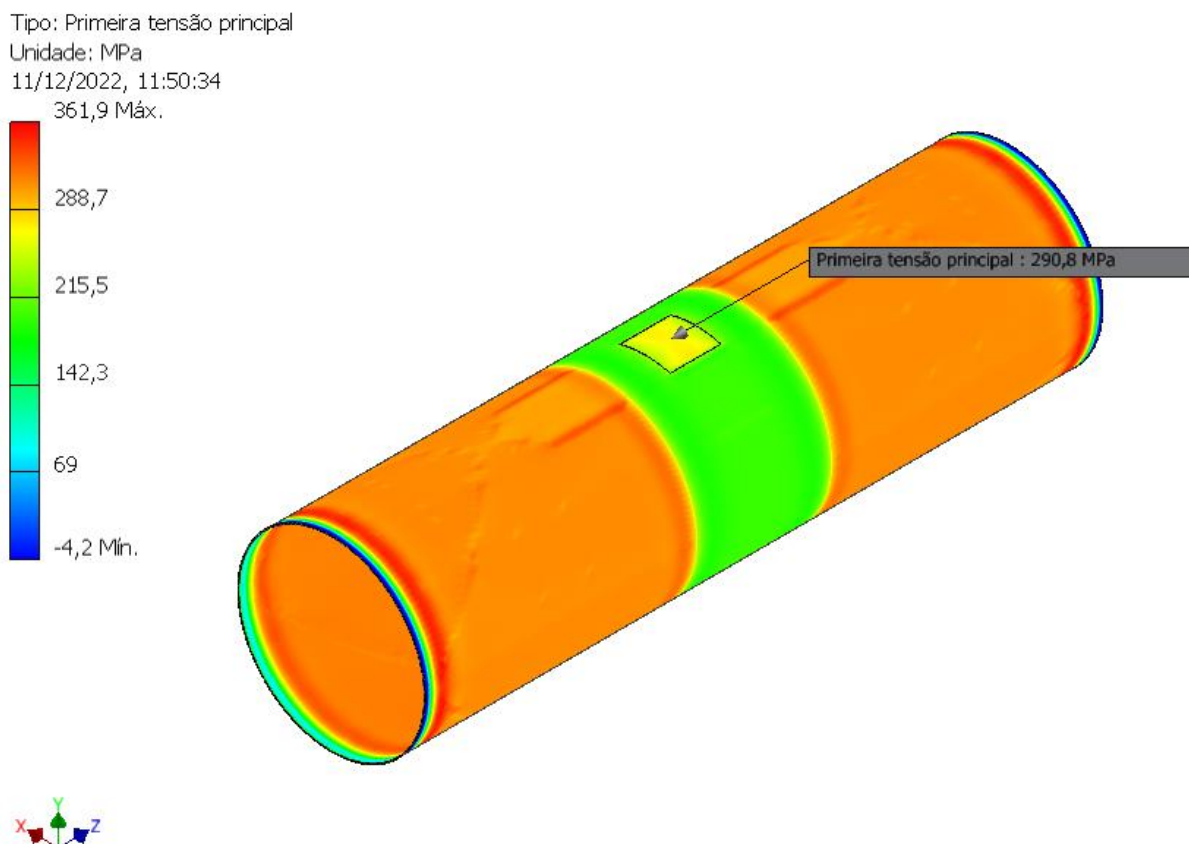


Figura 22 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: 1ª Tensão principal com reparo de 14mm de espessura
Fonte: Os autores (2022)

4.2.4. Deslocamentos

Com a simulação por elementos finitos, é possível obter o deslocamento radial no ponto desejado, conforme mostrado na Figura 23. E, dessa forma, é viável a criação do Gráfico 5 que mostra a variação do deslocamento em função da espessura da luva. Observa-se que para o caso do tubo com dano e sem reparo, o deslocamento máximo foi de 3,20 mm. Porém, os valores do deslocamento reduzem na região do defeito à medida que a espessura da luva de reparo aumenta. Como esperado, conforme o Gráfico 6, o gráfico do deslocamento apresenta o mesmo comportamento do gráfico de tensão, apresentado no Gráfico 5.

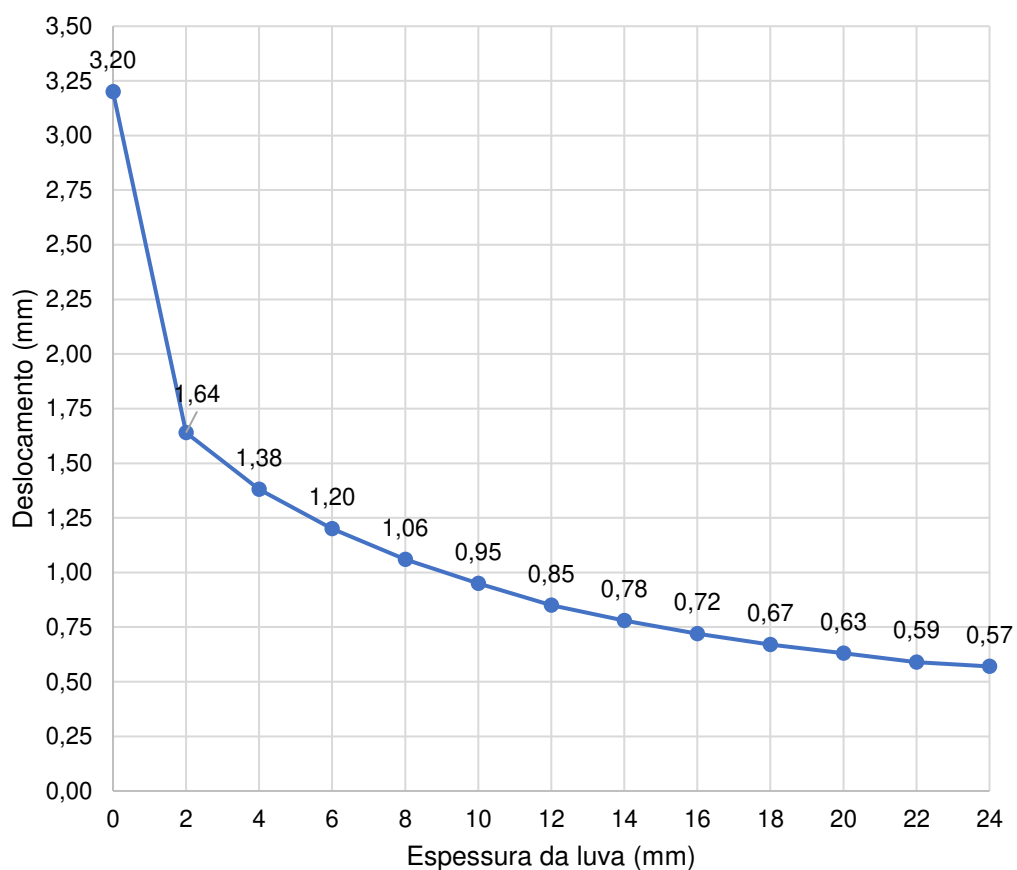


Gráfico 6 - Deslocamento no defeito em cada espessura de luva
Fonte: Os autores (2022)

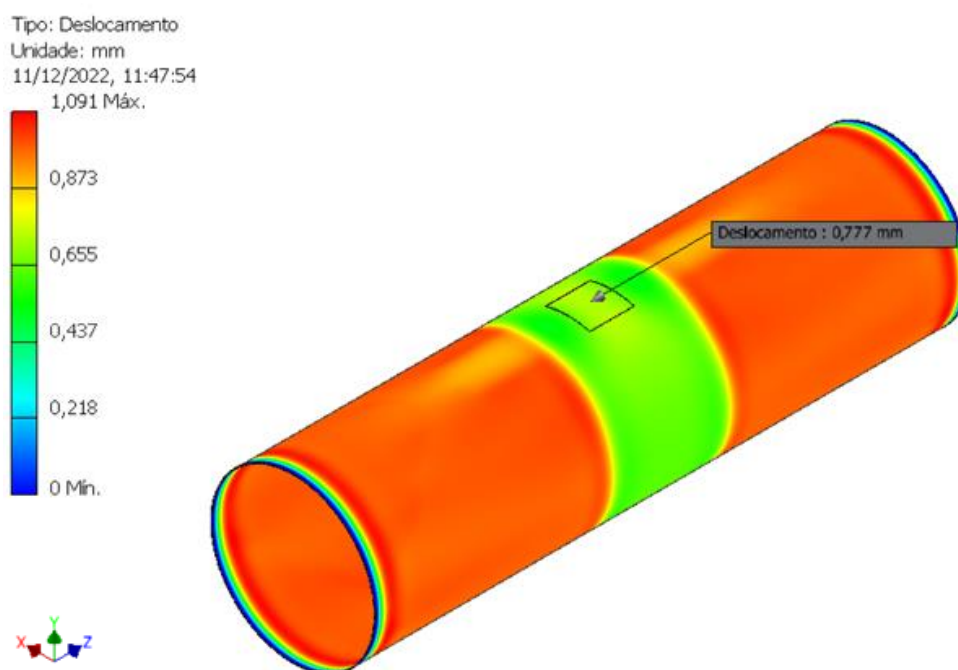


Figura 23 - Análise de elementos finitos no software Autodesk Inventor: Deslocamento com reparo de 14mm de espessura
Fonte: Os autores (2022)

Com a simulação, também foi possível desenvolver o Gráfico 7, com a 1ª Deformação Principal (deformação circunferencial) em cada espessura de luva. Pode-se observar que o comportamento da curva é próximo ao linear para as deformações com luva.

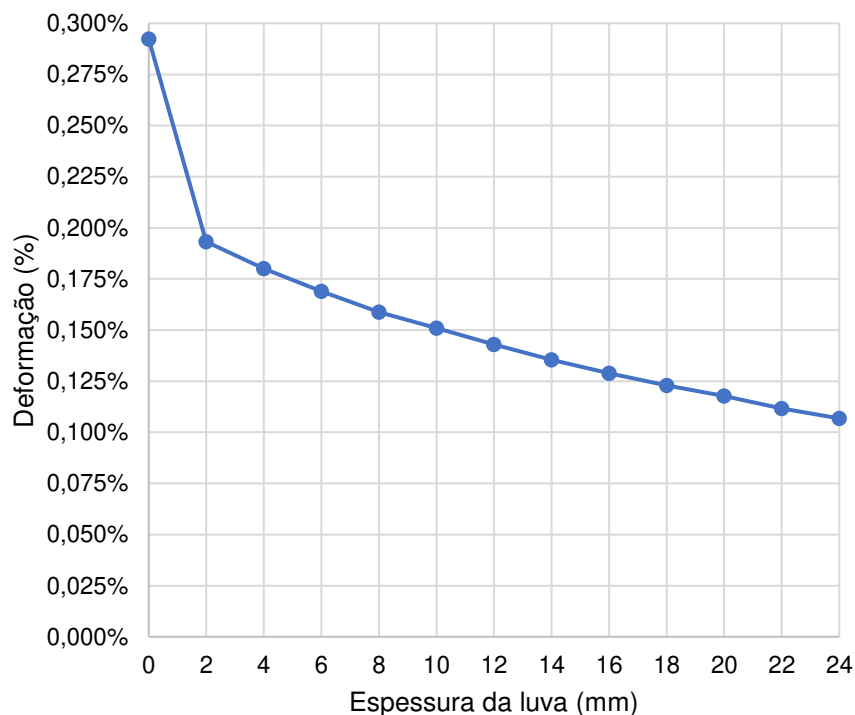


Gráfico 7 - 1ª Deformação Principal no defeito em cada espessura de luva
Fonte: Os autores (2022)

4.3. MÉTODO PROPOSTO POR COSTA-MATTOS *ET AL.* (2009)

4.3.1. Relações Geométricas

A partir das condições de contorno e equações constitutivas da luva cilíndrica, Costa-Mattos *et al.* (2009) chegaram em uma equação para o deslocamento radial u_r da luva:

$$u_r(r)^{luva} = -BKr^{-K} \left(\frac{1}{E_\theta} + \frac{\nu_{r\theta}}{E_r} \right) + CKr^K \left(\frac{1}{E_\theta} - \frac{\nu_{r\theta}}{E_r} \right) \quad (22)$$

Em que B e C são valores que podem ser calculados a partir de:

$$B = \frac{P_e r_i^{(K-1)} - P_c r_e^{(K-1)}}{\left[r_i^{-(K+1)} r_e^{(K-1)} - r_i^{(K-1)} r_e^{-(K+1)} \right]} \quad (23)$$

$$C = \frac{P_e r_i^{-(K+1)} - P_c r_e^{-(K+1)}}{\left[r_i^{(K-1)} r_e^{-(K+1)} - r_i^{-(K+1)} r_e^{(K-1)} \right]}$$

Em que K é uma constante característica do material compósito, dada por:

$$K = \sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}} \quad (24)$$

E_θ é o módulo de elasticidade circunferencial e E_r é o módulo de elasticidade radial. E ainda, $\nu_{r\theta}$ é o coeficiente que relaciona a contração na direção circunferencial com a expansão na direção radial.

4.3.2. Cilindro Elasto-Plástico de Parede Fina

Nesta seção é apresentado o motivo pelo método ser desenvolvido para um cilindro de parede fina. É possível mostrar que quando a espessura de parede t do tubo metálico é menor que 1/10 do raio interno ($10 < r_i/t$) a hipótese simplificadora de estruturas de parede fina pode ser adotada.

Nesse caso, é considerado apenas a componente de tensão circunferencial (*hoop stress*) σ_θ , que possui uma expressão mais simples:

$$\sigma_\theta = \frac{P_i r_i - P_e r_e}{r_e - r_i} \quad (25)$$

A vantagem de usar a teoria de parede fina é que o comportamento plástico do tubo pode ser facilmente incluído na análise. Para um tubo de parede fina submetido a deformações plásticas a temperatura ambiente, a relação de tensão-deformação pode ser expressa como:

$$\sigma_{\theta} = E(\varepsilon_{\theta} - \varepsilon_{\theta}^p) \quad (26)$$

Em que ε_{θ}^p é a componente tangencial da deformação plástica, e para materiais metálicos essa componente é:

$$\varepsilon_{\theta}^p = \left\langle \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_y}{k} \right\rangle^{\frac{1}{N}} \quad (27)$$

Sabendo que k e N são constantes positivas que caracterizam o comportamento plástico do material, da Equação (27) é possível verificar que $\varepsilon_{\theta}^p = 0$ se $\sigma_{\theta} < \sigma_y$, ou seja, é nula quando a tensão circunferencial não excede o limite de escoamento do aço.

A partir da Equação (26) e a Equação (27) temos $\varepsilon_{\theta} = \frac{\sigma_{\theta}}{E} + \varepsilon_{\theta}^p$. Assumindo que $\varepsilon_{\theta} = \frac{u_r}{r_0}$ para tubo de parede fina, é possível obter a seguinte expressão de deslocamento radial para o tubo metálico:

$$u_r^{tubo} = r_0 \left[\frac{\sigma_{\theta}}{E} + \left\langle \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_y}{K} \right\rangle^{\frac{1}{N}} \right], \forall r \quad (28)$$

Uma vez que $\sigma_{\theta} < \sigma_y$, teremos que a equação (28) se transforma em:

$$u_r^{tubo} = r_0 \left[\frac{\sigma_{\theta}}{E} \right], \forall r \quad (29)$$

4.3.3. Modelo Básico para Tubo sem Dano Localizado

Em um primeiro momento, é feito uma análise simplificada do sistema de reparo por luva de material compósito sem nenhum tipo de dano ou imperfeição localizada. O sistema tubo-luva é modelado como dois cilindros concêntricos, abertos nas extremidades, sobre uma pressão interna, um tubo metálico de parede fina e uma luva. O cilindro interno possui um raio interno r_i e um raio externo r_0 . A luva possui um raio interno r_0 e um raio externo r_e . A pressão de contato entre o tubo e a luva é chamada de P_c e o sistema é submetido a uma pressão interna P_i , como é demonstrado na Figura 24.

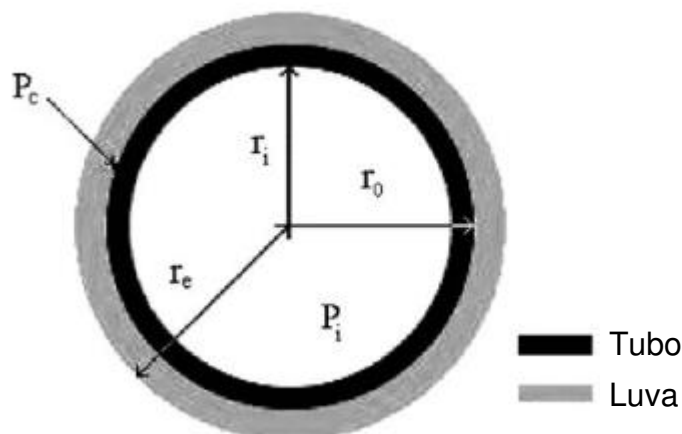


Figura 24 - Tubo e luva submetidos à pressão interna
Fonte: Costa-Mattos *et al.* (2009) (Adaptado)

Assumindo que o deslocamento radial na superfície de contato é a mesma nos dois cilindros, é possível obter expressões analíticas para a tensão, deformação e deslocamentos. Com essas expressões, é possível obter a espessura mínima da luva de reparo em material compósito que resistirá a pressão interna aplicada.

Geralmente um compósito com fibra de vidro unidirecional é utilizado para a luva (sendo a resina epóxi e a fibra de vidro o reforço). A equação para obter o deslocamento radial da luva foi obtido na Equação (22). Além disso, o deslocamento radial da luva é uma grandeza em função da pressão de contato P_c , que deve ser levada em consideração.

Do ponto de vista prático, é importante definir uma luva adequada com o objetivo de atender a um valor máximo de tensão circunferencial na tubulação.

$$\sigma_{\theta} < \sigma_{\max} \quad (30)$$

Nesse caso, a pressão de contato mínima $(P_c)_{\min}$ atuando no tubo para garantir (18) pode ser obtida analiticamente de acordo com (19).

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i r_i - (P_c)_{\min} r_0}{r_0 - r_i} = \sigma_{\max} \Rightarrow (P_c)_{\min} = \frac{P_i r_i - \sigma_{\max} (r_0 - r_i)}{r_0} \quad (31)$$

A espessura de parede mínima da luva para garantir (30) pode ser obtida pela compatibilidade geométrica de deslocamento radial, usando a pressão de contato obtida em (31):

$$[u_r(r = r_0)]_{\text{tubo}} - \hat{u} = [u_r(r = r_0)]_{\text{lupa}} \quad (32)$$

Em que \hat{u} é o deslocamento radial na superfície externa do tubo devido à pressão de aplicação P_{apl} , que é a pressão interna que a tubulação estava submetida no momento de instalação da luva.

$$\hat{u} = r_0 \left[\frac{\hat{\sigma}_{\theta}}{E} + \left\langle \frac{\hat{\sigma}_{\theta} - \sigma_y}{k} \right\rangle^{\frac{1}{N}} \right] \text{ com } \hat{\sigma}_{\theta} = \frac{P_{apl} r_i}{r_0 - r_i} \quad (33)$$

A compatibilidade geométrica (32) mostra que o deslocamento radial na superfície externa do tubo e na superfície interna da luva (superfície de contato) devem ser a mesma.

Assim, a partir da compatibilidade geométrica (32) e as equações de deslocamento (22), (28) e (33), é possível encontrar o raio externo mínimo para garantir a condição (30).

O raio externo r_e é a raiz da função Φ dada por (34), cujo valor pode ser encontrado através do método numérico da bissecção. O código para resolução dessa equação foi implementado no programa Matlab e se encontra no Apêndice A.

$$\Phi(r_e) = r_0 \left[\frac{\sigma_{max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_y}{K} \right)^{\frac{1}{N}} \right] - \hat{u} \quad (34)$$

$$- \left[-B(r_e) \sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}} r_0^{-\sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}}} \left(\frac{1}{E_\theta} + \frac{\nu_{r\theta}}{E_r} \right) + C(r_e) \sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}} r_0^{\sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}}} \left(\frac{1}{E_\theta} - \frac{\nu_{r\theta}}{E_r} \right) \right]$$

4.3.4. Modelo Ajustado para Tubo com Dano por Corrosão

As expressões apresentadas anteriormente são válidas apenas para tubos que não apresentam danos ou imperfeições localizadas. Nesta seção, é feito um procedimento simples para considerar um dano localizado.

A ideia básica é adotar uma tensão circunferencial máxima que aproxime a tensão circunferencial suportada pelo tubo com defeito através de um fator de correção η que é um valor em função da geometria do defeito.

Portanto, temos que a tensão máxima σ_{max} a qual o reparo deve ser dimensionado é uma razão entre a tensão limite de escoamento do aço σ_y e o fator de correção η , conforme (35):

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_y}{\eta} \quad (35)$$

O fator de correção, que é largamente utilizado para tubos com defeito por corrosão submetidos à pressão interna é obtido pelo critério de área efetiva apresentada pela norma ASME B31G.

Esse critério consiste em assumir, que a resistência mecânica perdida, devido à corrosão, é proporcional à quantidade de metal perdido no tubo axialmente. O cálculo desse fator é realizado através da Equação (36):

$$\sigma_{max} = \bar{\sigma} \left[\frac{1 - (A/A_0)}{1 - (A/A_0)(M^T)^{-1}} \right] \quad (36)$$

Em que A é a área do defeito no plano longitudinal da espessura da parede, $A_0 = Lt$ é a área de seção original, M^T é o fator de Folias para defeito passante e $\bar{\sigma}$ é a tensão de fluxo que é uma tensão necessária para provocar a deformação plástica no material.

A ASME B31G assume que $\bar{\sigma} = 1,1\sigma_y$ e que o defeito por corrosão possui um formato parabólico, que resulta na expressão $A = \left(\frac{2}{3}\right)Ld$. Pode-se calcular M^T a partir da seguinte equação apresentada pela norma:

$$M^T = (1 + 0,8z)^{1/2} \quad (37)$$

A variável z é calculada por:

$$z = \frac{L^2}{2r_i t} \quad (38)$$

Para o estudo de caso adotado neste trabalho, os seguintes valores foram calculados atendendo ao critério da norma ASME B31G:

- $z = \frac{374,77^2}{2(685,8)(6,4)} = 16$
- $M^T = [1 + 0,8(16)]^{1/2} = 3,7$
- $A = \left(\frac{2}{3}\right)(374,77)(2,24) = 559,6 \text{ mm}^2$
- $A_0 = 374,77(6,4) = 2398,5 \text{ mm}^2$
- $\sigma_{max} = 300(1.1) \left[\frac{1 - (559,6/2398,5)}{1 - (559,6/2398,5)(3,7)^{-1}} \right] = 270 \text{ MPa}$

Utilizando o método da bissecção implementado no *software* Matlab (Ver Apêndice A), determina-se o raio externo (r_e) da luva que é a raiz da Equação (34). Logo, a espessura da luva é determinada com a seguinte expressão:

- $t_{min} = r_e - r_0 = 700,2 - 692,2 = 8 \text{ mm}$

Foi feito o cálculo do descolamento radial u_r na superfície de contato do tubo e o reparo através da Equação (22), em que o seguinte valor foi encontrado:

- $u_r = 0,8 \text{ mm}$

Com o deslocamento radial, pode-se calcular a deformação circunferencial através da Equação (39):

$$\varepsilon_C = \frac{u_r}{r} \quad (39)$$

- $\varepsilon_C = 0,12\%$

A deformação circunferencial encontrada é aceitável pois, segundo a norma ASME PCC-2, deve ser menor que 0,17%.

De acordo com a Equação (20), é possível obter o comprimento da luva de reparo L_S para a espessura de luva calculada de 8 mm:

- $L_S = 747 \text{ mm}$

5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Através dos três métodos apresentados, foi possível dimensionar a espessura e o comprimento da luva de reparo em material compósito e, neste capítulo, será feita a discussão e análise dos resultados.

Em relação a espessura de reparo, é importante avaliar a influência e o impacto de projeto por alguns fatores críticos no dimensionamento da espessura do reparo.

Observa-se no Gráfico 8, que a pressão interna de aplicação P_{apl} a que o tubo é submetido quando a luva é instalada é um dos fatores mais importantes na aplicação desse sistema de reparo, uma vez que a escolha errada dessa pressão pode resultar em reparos ineficientes.

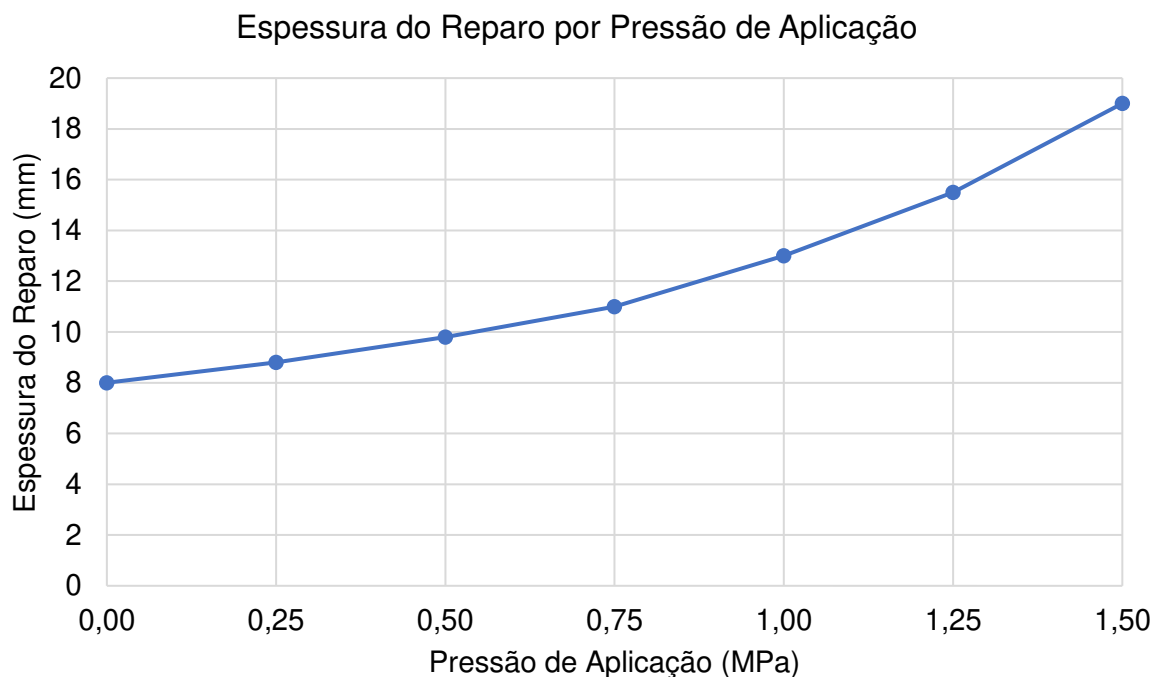


Gráfico 8 - Espessura do reparo por pressão de aplicação pelo método de Costa-Mattos *et al.* (2009)

Fonte: Os autores (2022)

Se P_{apl} for próxima a pressão interna de operação P_i o reparo deve ser muito espesso e irá apenas resistir a tensão circunferencial quando a pressão de operação superar P_{apl} . Portanto, o melhor caso para promover uma menor espessura de reparo e, conseqüentemente, menor custo é quando $P_{apl} = 0$.

Nota-se que a espessura é consideravelmente menor quando a pressão de aplicação é nula, por isso é de boa prática que a tubulação a ser reparada esteja fora de operação para garantir um menor custo no reparo.

Além da influência da pressão de aplicação para o projeto, é importante analisar o comportamento da espessura de reparo com a variação da tensão máxima admissível, conforme mostrado no Gráfico 9.

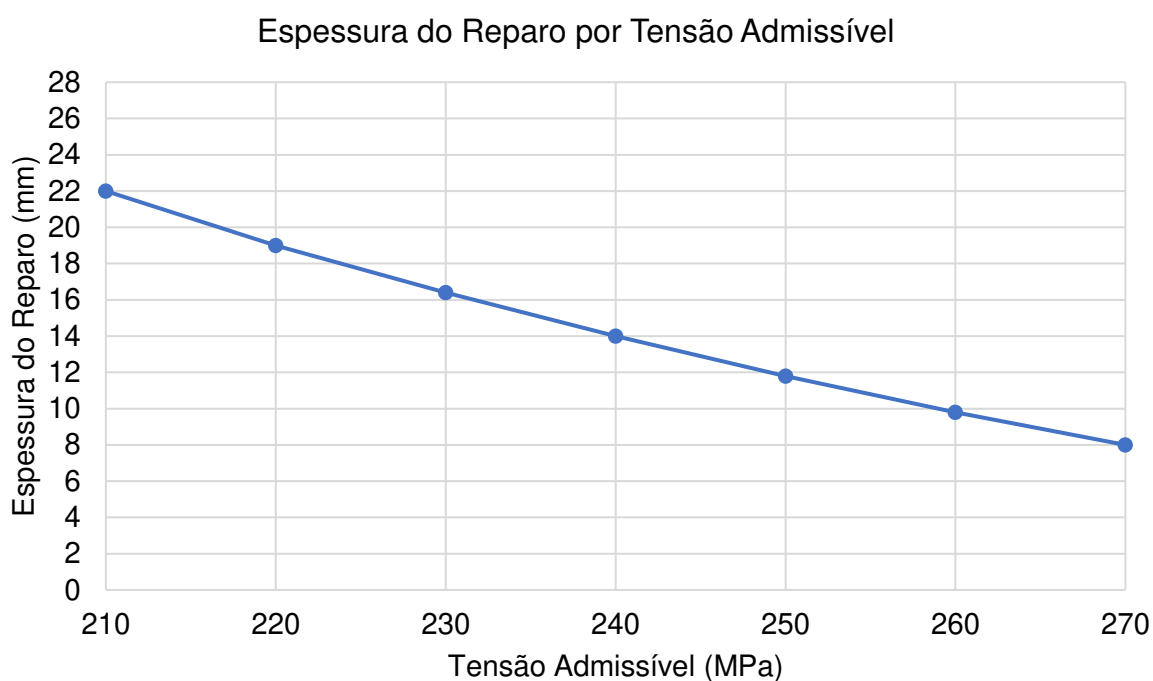


Gráfico 9 - Espessura do reparo por tensão admissível pelo método de Costa-Mattos *et al.* (2009)

Fonte: Os autores (2022)

Nota-se pelo Gráfico 9, que a espessura do reparo é menor à medida em que a tensão admissível adotada for menos conservadora e, por isso, o projetista e a comunidade científica em geral devem sempre buscar desenvolver métodos mais refinados para o dimensionamento da luva de reparo, pois dessa forma a redução de custos será considerável.

Uma outra análise que pode ser feita, é a comparação das espessuras obtidas (Gráfico 10) pelos diferentes métodos de cálculo considerados neste trabalho, entretanto vale ressaltar que cada metodologia possui suas particularidades de critérios e considerações de projeto.

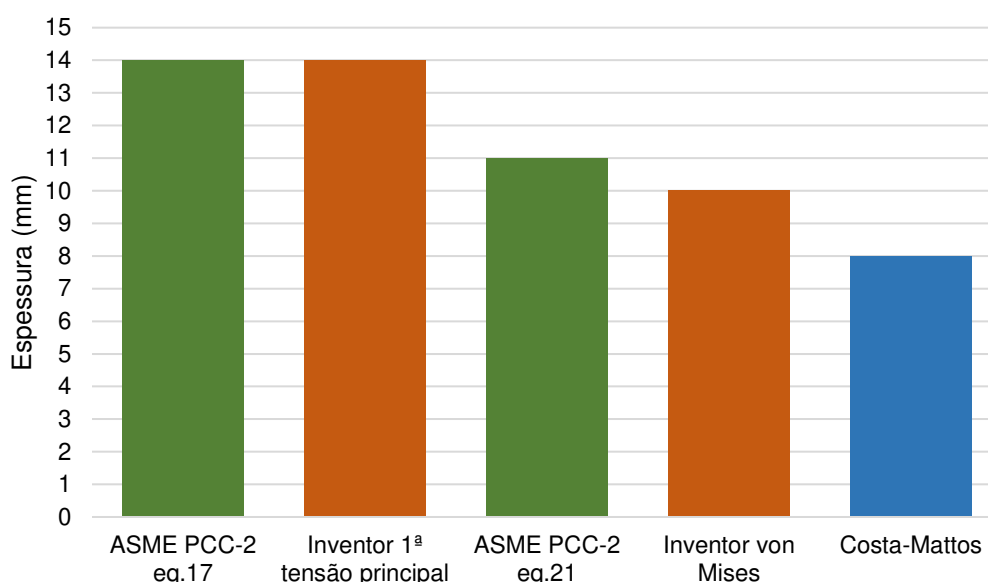


Gráfico 10 - Espessura do reparo obtida em cada metodologia
Fonte: Os autores (2022)

Observa-se que pelo Gráfico 10, que os resultados mais conservativos, ou seja, com maior espessura, foram obtidos pela Equação (17), que considera a tensão máxima admissível, assim como o resultado encontrado pela simulação em elementos finitos considerando como critério a 1ª tensão principal.

Já o valor obtido pela Equação (21), que considera a deformação máxima admissível, ficou próximo ao encontrado pela simulação em elementos finitos tendo como critério a tensão de von Mises. Esses resultados foram aproximadamente 25% menor que os dois primeiros citados.

Como resultado menos conservador (menor espessura), tem-se o valor obtido através do método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009), tendo uma espessura ~24% inferior a obtida pela Equação (21) e pela simulação em elementos finitos tendo como critério a tensão de von Mises. Além disso, mostrou uma espessura 43% inferior a obtida pela Equação (17) e pela simulação em elementos finitos tendo como critério a 1ª tensão principal.

A variação desses resultados pode ser compreendida devido às considerações adotadas por cada método, uma vez que a ASME PCC-2 adota fatores conservativos como temperatura de serviço e tempo de vida útil, ao contrário da simulação por elementos finitos e do método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009) que utilizam apenas a tensão máxima admissível.

Em uma segunda análise, é possível verificar como o deslocamento radial varia de acordo com a espessura de reparo, conforme mostra o Gráfico 11. Devido à compatibilidade geométrica, tem-se que o deslocamento radial na superfície externa do tubo é igual ao da superfície interna da luva de reparo e, além disso, tem-se que para um tubo de parede fina ($r_i/t > 10$), os valores de deslocamento radial na superfície interna e externa do tubo são iguais.

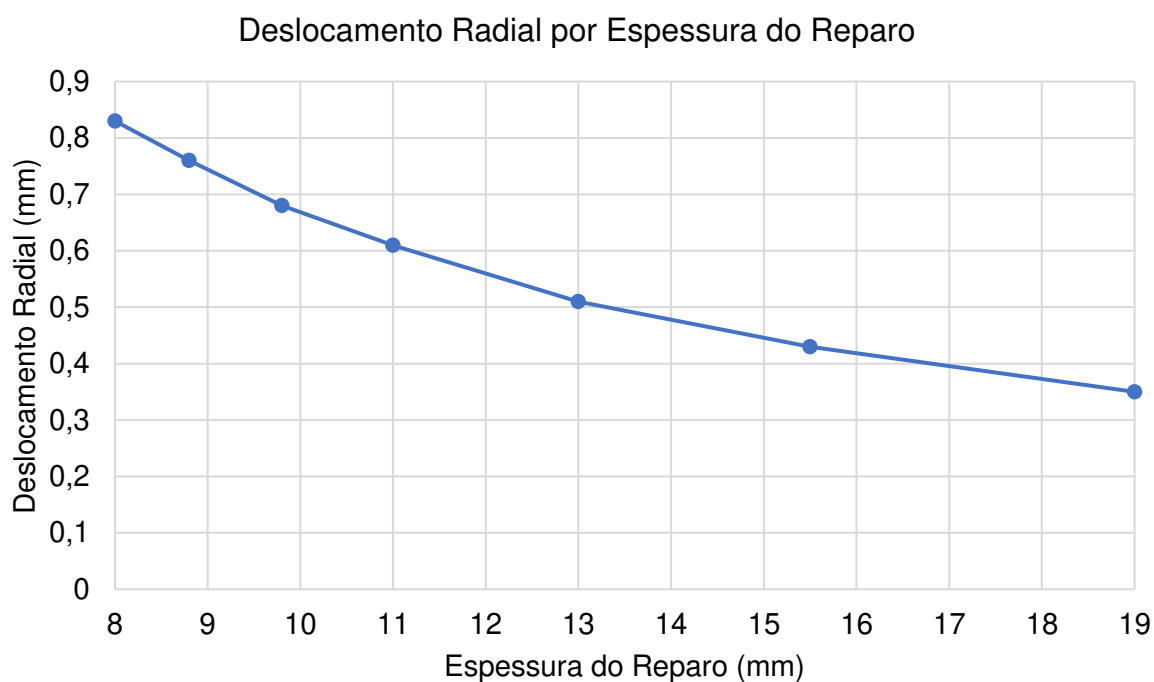


Gráfico 11 - Deslocamento radial por espessura do reparo pelo método de Costa-Mattos *et al.* (2009)
Fonte: Os autores (2022)

Pode-se observar pelo Gráfico 11, que o deslocamento radial u_r diminui com o aumento da espessura de reparo. Dessa forma, conforme mostrado na equação

(27), pode-se inferir que a deformação circunferencial terá o mesmo comportamento do deslocamento radial.

Por sua vez, o Gráfico 12 apresenta os valores obtidos da deformação circunferencial em função da espessura da luva calculada via metodologia de Costa Mattos et (2009) e simulação numérica. Além disso, é indicado a deformação admissível determinada pela norma ASME PCC-2 que foi de 0,17%.

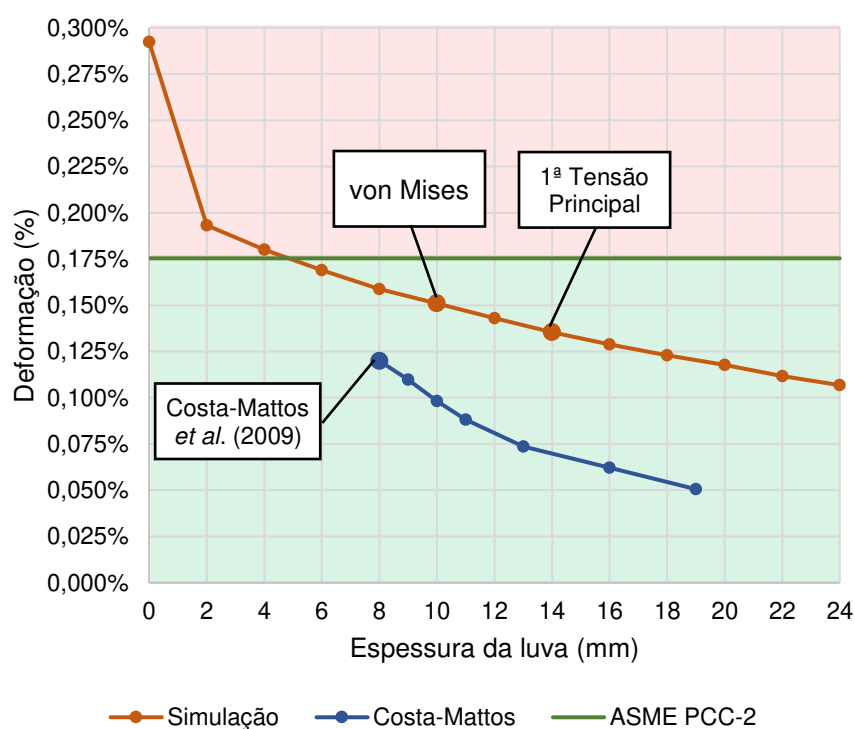


Gráfico 12 - Deformação circunferencial obtida em cada metodologia
Fonte: Os autores (2022)

Observa-se os valores das espessuras do reparo obtidos através do método apresentado por Costa-Mattos *et al.* (2009) com $P_{apl} = 0$ (8 mm) e pela simulação por elementos finitos utilizando os critérios da tensão de von Mises (10 mm) e a 1ª tensão principal (14 mm) resultaram em deformações de 0,12%, 0,15% e 0,13%, respectivamente. Note que a deformação em cada um desses 3 pontos está abaixo da permitida pela norma ASME PCC-2, estando, portanto, em conformidade com a norma. Ademais, estes valores de deformação se enquadram no regime de pequenas deformações. Sendo assim, o material se comporta de forma elástica linear, isto é, a lei de Hooke é válida.

Em última análise, verifica-se pelo Gráfico 13 que o comprimento da luva é diretamente proporcional à espessura desta, aumentando consideravelmente a quantidade de material utilizada e, conseqüentemente, os custos do reparo.

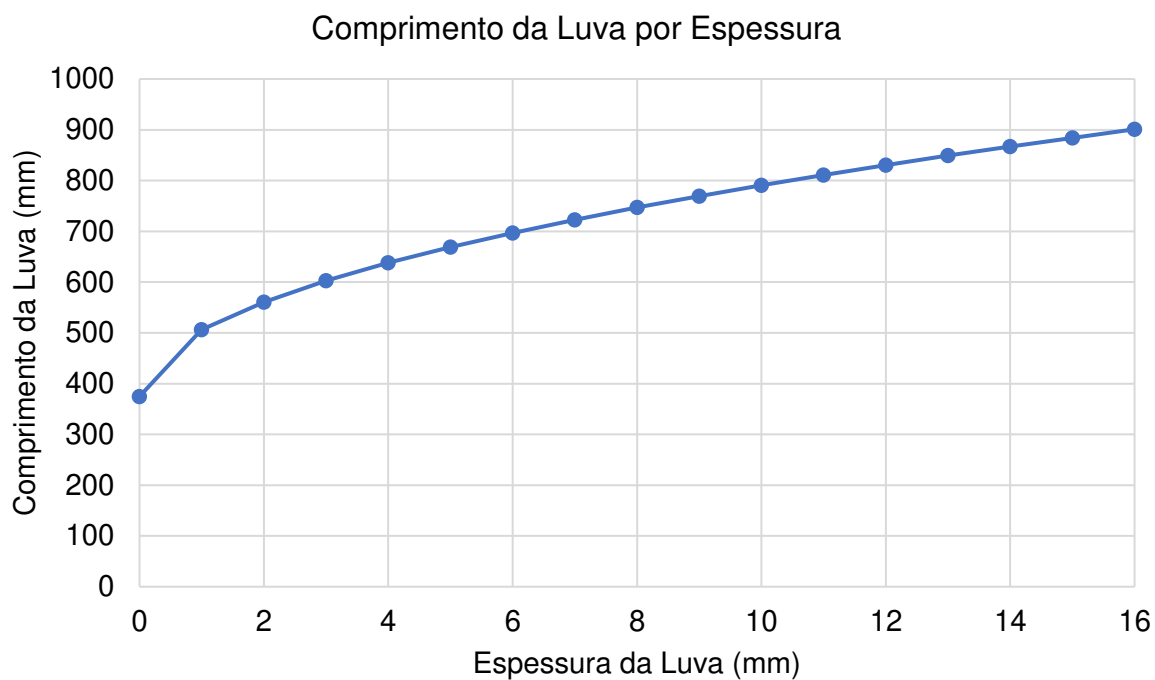


Gráfico 13 - Comprimento da Luva por Espessura
Fonte: Os autores (2022)

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado teve como objetivo dimensionar uma luva de reparo através de elementos finitos, modelo analítico e normas de projetos. Foram realizadas simulações em elementos finitos, através do *software* Inventor, de sistema de reparo tubo/luva em 3D, submetido à pressão interna no qual foram obtidas as tensões e deformações no tubo e luva. Sendo assim, uma comparação entre os métodos foi realizada. A partir deste estudo pode-se chegar as seguintes conclusões.

- O reparo do tipo luva com material compósito é capaz de restaurar a resistência mecânica do tubo danificado pela corrosão, além de apresentar vantagens como segurança e facilidade na aplicação quando comparado com os outros métodos convencionais de reparo;
- Os resultados mostram que a luva de reparo tem influência significativa nos níveis de tensão e deformação da tubulação com defeito. Para as dimensões do tubo/defeito consideradas neste trabalho, a tensão localizada devida ao dano de corrosão é da ordem de 2 vezes a tensão de escoamento do material da tubulação que é de 300 MPa. A aplicação da luva com espessura acima de 10 mm limitou a tensão equivalente atuante a valores abaixo do limite de escoamento do material, atendendo assim ao critério de falha de von Mises.
- O dimensionamento pela norma ASME PCC-2 segue como o método mais indicado por considerar outros fatores de projeto além da tensão, sendo, portanto, mais conservativo;
- Os métodos de dimensionamento por elementos finitos e o proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009) se mostraram importantes para o estudo desse sistema de reparo, entretanto não levam em consideração aspectos relacionados ao tempo de vida útil do reparo e efeito de temperatura;
- O dimensionamento conforme a norma ASME PCC-2 fornece resultado similar ao obtido via simulação por elementos finitos, portanto para danos de geometria complexa a simulação pode ser uma opção viável;
- O dimensionamento pelo método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009) é o menos conservador dentre as metodologias analisadas e, dessa forma, resulta em um reparo de menor espessura que acaba gerando redução de custos;

- O projeto de reparo segundo o método proposto por Costa-Mattos *et al.* (2009) pode ser implementado em programas gratuitos como Python ou Excel, porém requer que o projetista possua conhecimentos em programação e cálculo numérico.

Para trabalhos futuros sugere-se:

- Dimensionamento de reparo em compósito em tubulações com danos transpassantes;
- Avaliação de vida útil do reparo de compósito em tubulações com dano por corrosão;
- Dimensionamento de reparo em compósito com fibras naturais em tubulações com danos por corrosão;
- Um estudo sobre os efeitos de temperatura e tempo de serviço em reparo de material compósito em tubulações com dano por corrosão;
- Dimensionamento de reparo em compósitos em tubulações submetidas a momento fletor, momento torsor e outras cargas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Khan, V. C., Balaganesan, G., Pradhan, A. K., & Sivakumar, M. S. **Nanofillers Reinforced Polymer Composites Wrap to Repair Corroded Steel Pipe Lines.** *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 139(4). 2017.
- [2] Shamsuddoha, M., Manalo, A., Aravinthan, T., Mainul Islam, M., & Djukic, L. **Failure analysis and design of grouted fibre-composite repair system for corroded steel pipes.** *Engineering Failure Analysis*, 119, 104979. 2021.
- [3] Costa-Mattos, H. S., Reis, J. M. L., Sampaio, R. F., & Perrut, V. A. **An alternative methodology to repair localized corrosion damage in metallic pipelines with epoxy resins.** *Materials & Design*, 30(9), 3581–3591. 2009.
- [4] Callister, William D. **Materials Science and Engineering: An Introduction.** 7ª edição. EUA: John Wiley & Sons, Inc. 975 p. 2007.
- [5] Silva Telles, Pedro C da. **Tubulações Industriais. Materiais, Projeto, Montagem.** 10ª edição. Brasil: LTC. 2012.
- [6] Alabtah, F. G., Mahdi, E., & Eliyan, F. F. **The use of fiber reinforced polymeric composites in pipelines: A review.** *Composite Structures*, 276, 114595. 2021.
- [7] Lim, K. S., Azraai, S. N. A., Yahaya, N., Md Noor, N., Zardasti, L., & Kim, J. H. J. **Behaviour of steel pipelines with composite repairs analysed using experimental and numerical approaches.** *Thin-Walled Structures*, 139, 321–333. 2019.
- [8] Peng, Liang-Chuan; Peng, Tsen-Loong. **Pipe Stress Engineering.** EUA: ASME Press. 2009.
- [9] Silva Telles, Pedro C da. **Tubulações Industriais. Cálculo.** 9ª edição. Brasil: LTC. 1999.

- [10] França Filho, José Luiz de. **Manual para Análise de Tensões de Tubulações Industriais: Flexibilidade**. 1ª edição. Brasil: LTC. 2013.
- [11] Lai, W. Michael; Rubin, David; Krempf, Erhard. **Introduction to Continuum Mechanics**. 3ª edição. EUA: Butterworth-Heinemann. 1993.
- [12] Hibbeler, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7ª edição. Brasil: Pearson. 2010.
- [13] Chen, J., Wang, H., Salemi, M., & Balaguru, P. N. **Finite Element Analysis of Composite Repair for Damaged Steel Pipeline**. *Coatings 2021, Vol. 11, Page 301, 11(3)*, 301. 2021.
- [14] Gentil, Vicente. **Corrosão**. 3ª Edição. Rio de Janeiro. LTC. 1996.
- [15] Moura, M.F.S.F.; Morais, A.B.; Magalhães, A.G. **Materiais Compósitos. Materiais, Fabrico e Comportamento Mecânico**. 2ª Edição. Portugal. Publindústria. 2010.
- [16] **10th Report of the European Gas Pipeline Incident Data Group (period 1970 – 2016)**. Holanda. 2018.
- [17] Portal Pipeline Brazil. **Oficina III - Introdução ao Projeto de Reparos segundo normas**. Disponível em <<https://pipelinebrazil.com>>. Acessado em 14 de dez. 2022.
- [18] Portal Agru. Disponível em <<https://www.agru.at/pt/produtos/sistemas-de-tubulacao/>>. Acessado em 14 de dez. 2022.
- [19] Portal ESSS. Disponível em <www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e>. Acessado em 14 de dez. 2022.
- [20] da Silva, Bruno Araújo. **Efeito da Corrosão de Tubulações de Aço Galvanizado na Pressão de um Sistema Predial de Distribuição de Água**. Universidade Federal de Goiás. Brasil. 2017.

[21] ISO Technical Specification 24817. **Petroleum, petrochemical and natural gas industries. Composite repairs for pipework. Qualification and design, installation, testing and inspection.** 2015.

[22] ASME B31G. **Manual for Determining Remaining Strength of Corroded Pipelines.** Supplement to B31 Code-Pressure Piping. 2012.

[23] ASME PCC-2. Repair of Pressure Equipment and Piping. Part 4, nonmetallic and bonded repairs. Article nº401: **Nonmetallic Composite Repair Systems: High-Risk Applications.** P175. 2018.

[24] Filho, Avelino Alves. **Elementos Finitos – A base da tecnologia CAE.** 7ª Edição. São Paulo. Editora Érica. 2002.

[25] Portal Racecar Engineering. Disponível em: < www.racecarengineering.com/tech-explained/how-are-compositesusedinmotorsport/attachment/compositesinmotorsport-stress-and-strain-graph/>. Acessado em 26 de dez. 2022.

APÊNDICE A – MÉTODO DA BISSECÇÃO IMPLEMENTADO EM MATLAB

```

%Dados:
ri=685.8; %raio interno do tubo
r0=692.2; %raio externo do tubo
ril=692.2; %raio interno da luva = r0 do tubo / Para B e C
P1=0; %pressão externa da luva
Pi=3; %pressão interna aplicada no tubo
Pap1=0; %pressão interna no momento de aplicação do reparo, variar
Sy=300; %tensão limite de escoamento do aço
Ec=34400;%módulo de elasticidade circunferencial do compósito
Er=9600; % módulo de elasticidade radial do compósito
E=200000;%módulo de elasticidade do aço
v=0.3; %coeficiente de Poisson
K=435; %rigidez do aço
K2=1.892969; % rigidez do compósito /calculado para B e C
N=0.22; %fator de encruamento
Smax=270; %tensão máxima admissível pela B31G
P0=(Pi*ri-(Smax*(r0-ri))/r0 % Pc(min) pressão de contato = pressão externa do tubo/
Sempre valor positivo, colocar sinal de - de acordo com valor
Steta = Pap1*ri/(r0-ri) %tensão circunferencial

%%%
% B deve ter sinal negativo
for re =drange(250:260) % para saber valores de B e C tirar % de B, C e fprintf
D=r0.*((Smax./E))%+(((Smax-Sy)./K).^((1./N)));
%u=r0*(((Pap1.*ri)./(r0-ri))./E)+((((Pap1.*ri)./(r0-ri))-Sy)./K)^((1./N))) %se Steta for
maior que Sy
u=r0*(((Pap1.*ri)./(r0-ri))./E); %se Steta for menor que Sy

%B=((P1.*ril.^(K2-1))-(P0.*re.^(K2-1)))/(((ril.^-(K2+1)).*(re.^(K2-1)))-((ril.^(K2-
1)).*(re.^-(K2+1))));

%C=((P1.*ril.^-(K2+1))-(P0.*re.^-(K2+1)))/(((ril^(K2-1)).*(re.^-(K2+1)))-((ril^-(
K2+1)).*(re.^(K2-1))));

%fprintf('%0.4f %0.4f\n',B,re)
%fprintf('%0.4f %0.4f\n',C,re)

end

%Função anônima eq. 27 / com -B
f=@(re) D-(u)-(-1*(((P1.*ril.^(K2-1))-(P0.*re.^(K2-1)))/(((ril.^-(K2+1)).*(re.^(K2-1)))-
((ril.^(K2-1)).*(re.^-(K2+1))))) *sqrt(Ec./Er).*(r0.^(-
sqrt(Ec./Er))).*((1./Ec)+(v./Er))+((((P1.*ril.^-(K2+1))-(P0.*re.^-(K2+1)))/(((ril^(K2-
1)).*(re.^-(K2+1)))-((ril^-(K2+1)).*(re.^(K2-
1))))) *sqrt(Ec./Er).*(r0.^(sqrt(Ec./Er))).*((1./Ec)-(v./Er)));

```

```

%intervalo
a=693;
b=5000;
%número de operações
n=300;
%erro
e=0.0001;
%Processamento método da bissecção
if f(a)*f(b)<0
    for i=1:n
        c=(a+b)/2;

        fprintf('P%d=%.4f\n',i,c)
        if abs(c-b)<e || abs(c-a)<e
            break
        end

        if f(a)*f(c)<0
            b=c;
        elseif f(b)*f(c)<0
            a=c;
        end
    end
else
    disp('Sem raiz no intervalo escolhido')
end

%Calculo de deslocamento

re=709
B=((P1.*ril.^(K2-1))-(P0.*re.^(K2-1)))/(((ril.^(K2+1)).*(re.^(K2-1)))-((ril.^(K2-1)).*(re.^(K2+1))))

C=((P1*ril.^(K2+1))-(P0.*re.^(K2+1)))/(((ril.^(K2-1)).*(re.^(K2+1)))-((ril.^(K2+1)).*(re.^(K2-1))))

r=re;
ur=-B*K2*(r^(-K2))*((1/Ec)+(v/Er))+C*K2*(r^(K2))*((1/Ec)-(v/Er))

%

%Plotagem
re=[693:1:5000];
plot(re,f(re),'k-')
title ('Gráfico da função')
ylabel('Valor de f(re)')
xlabel('Re')
grid on

```