



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

REPARO COMPÓSITO EM TUBULAÇÕES DE AÇO CARBONO:

EFEITO DO ÂNGULO DE APLICAÇÃO DOS REPAROS NA RIGIDEZ

Jônathas Assunção Salvador Nery de Castro

Brasília, junho de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

REPARO COMPÓSITO EM TUBULAÇÕES DE AÇO CARBONO:

EFEITO DO ÂNGULO DE APLICAÇÃO DOS REPAROS NA RIGIDEZ

por

Jônathas Assunção Salvador Nery de Castro

Banca Examinadora

—
JORGE LUIZ DE ALMEIDA FERREIRA, Doutor, ENM/UnB (ORIENTADOR)

—
COSME ROBERTO MOREIRA DA SILVA, Doutor, ENM/UnB (EXAMINADOR INTERNO)

—
FLAMÍNIO LEVY NETO, Ph.D., (EXAMINADOR EXTERNO)

Brasília, junho de 2018.

FICHA CATALOGRÁFICA

CASTRO, JÔNATHAS ASSUNÇÃO SALVADOR NERY DE

REPARO COMPÓSITO EM TUBULAÇÕES DE AÇO CARBONO: EFEITO DO ÂNGULO DE APLICAÇÃO DOS REPAROS NA RIGIDEZ.

[Distrito Federal] 2018.

xvii, 210 x 297mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2018).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. *reparo em dutos*

2. *materiais compósitos*

3. *elementos finitos*

4. *análise de tensões*

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CASTRO, J. A. S. N. (2018). Reparo Compósito em Tubulações de Aço Carbono: Efeito do Ângulo de Aplicação dos Reparos na Rigidez. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM-DM 281/2018, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 171 p.

CESSÃO DE DIREITOS

Autor: Jônathas Assunção Salvador Nery De Castro

Título: Reparo Compósito em Tubulações de Aço Carbono: Efeito do Ângulo de Aplicação dos Reparos na Rigidez.

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Jônathas Assunção S. N. de
Castro SQN 313 Bloco D Ap 109.
70.766-040 Brasília – DF – Brasil.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, criador de todas as coisas, eterno sustentador de tudo e todos, que me permite concluir mais esta etapa acadêmica, com aprendizados que alcançam a totalidade da vida.

Agradeço também à minha esposa, Ana Carolina (Carol), pelo apoio constante, incentivo, paciência, mãos prontas a ajudar e resiliência, sem os quais eu não teria concluído este trabalho e fechado esta fase acadêmica. Obrigado, acima de tudo, pelo amor e companheirismo.

Agradeço ao professor Jorge Luiz de Almeida Ferreira, meu orientador, que me deu o apoio e suporte necessários à execução desta dissertação, em especial pelas oportunidades de aprendizado na modelagem de elementos finitos, pela presteza e disposição em dedicar tempo para tirar dúvidas e apontar direções que permitiram a conclusão deste trabalho. Ao professor Flamínio Levy Neto agradeço o tempo dedicado no início deste trabalho, auxiliando como orientador há alguns anos atrás e como grande mestre na área de materiais compósitos, o que permitiu a concepção e desenvolvimento desta dissertação.

Obrigado aos meus pais, que sempre se empenharam em possibilitar ensino de qualidade para meu crescimento e sempre me estimularam a desenvolver as capacidades que Deus me deu, agradeço também pela paciência para ver a conclusão desta longa etapa. Obrigado a meus irmãos e a todos os amigos que comigo se alegram neste fechamento de ciclo e que comigo sorriram ao longo do percurso até a conclusão desta etapa.

Jônathas Assunção Salvador Nery de Castro

RESUMO

A utilização de reparos compósitos é uma realidade atual para a otimização de processos de manutenção de linhas de dutos em diversas aplicações e setores, visando combater problemas como o que ocorre com a corrosão, em que a espessura das paredes externas do material metálico é reduzida por causa das reações químicas. Face às alternativas para resolver os problemas técnicos, e considerando os custos envolvidos, o reparo das linhas de dutos usando materiais compósitos mostra-se vantajosa.

Esta pesquisa apresenta um relevante apanhado de trabalhos realizados ao longo dos últimos 17 anos no contexto de reparos compósitos em tubulações metálicas, demonstrando os diversos enfoques dados ao problema de tubos que perdem camadas de material em suas paredes externas, seja por meio de metodologia experimental seja adotando metodologia numérica, mostrando, por outro lado, a carência do desenvolvimento de estudos de reparos que estejam aplicados, de modo concentrado, nas adjacências dos danos. Assim, propõe-se realizar reparos concentrados na região central de dutos usando ângulos de 45° e 90°, na região circunferencial, para verificar a viabilidade da restauração da rigidez mecânica dos tubos sujeitos à pressão interna no regime elástico e os efeitos da variação do ângulo de aplicação dos reparos na rigidez mecânica dos casos testados. A metodologia adotada é puramente numérica, usando o software ANSYS® para comparar resultados de deslocamentos e tensões em tubos simulados em situações similares a casos encontrados na literatura especializada, de modo a obter a validação da malha de elementos finitos, do modelo e das condições de contorno, visando viabilizar resultados confiáveis da rigidez mecânica dos tubos com aplicação de reparos compósitos híbridos (resina epóxi reforçada com tecido de fibras de carbono e com tecido de fibras de carbono e vidro) concentrados, propostos neste trabalho.

Verificou-se que o deslocamento radial e a tensão de von Mises possuem valores absolutos que são inversamente proporcionais ao ângulo do desbaste aplicado. Assim, nota-se a tendência da necessidade de uma maior quantidade de lâminas para restaurar a rigidez de tubos com os menores ângulos de reparos na direção circunferencial. Resultados quantitativos aproximados indicam uma redução de custos de material da ordem de 35% com a aplicação de reparos a 90° e de 62% com a aplicação de reparos a 45°, quando comparados com os reparos aplicados em 360° ao longo de toda a região central do tubo. Por outro lado, quanto menor o ângulo do desbaste maior será a eficiência na redução da tensão de von Mises.

Palavras-chave: tubulações de aço, reparo híbrido, material compósito, elementos finitos.

ABSTRACT

The use of composite repairs is a reality in the current context for the optimization of pipelines maintenance processes of various applications and sectors aiming to combat problems such as that occurring with corrosion, in which the thickness of the external walls of the metallic material is reduced because of chemical reactions. Considering the alternatives to solve the technical problems, and considering the costs involved, the repair steel pipelines using composite materials proves to be advantageous.

This research presents a relevant survey of works carried out over the last 17 years in the context of composite repairs in metallic pipes, demonstrating the different approaches given to the problem of pipes that lose layers of material in their external walls, either by experimental or numerical methodology, showing, on the other hand, the lack of the development of studies of repairs that are applied, in a concentrated way, in the adjacencies of the damages. Thus, it is proposed to perform concentrated repairs in the circumferential region of ducts using 45° and 90° angles to verify the feasibility of restoring the mechanical stiffness of pipes subject to internal pressure in the elastic regime and the effects of varying the angle of application in the mechanical results of the cases tested. The methodology adopted is purely numerical, using the ANSYS® software to compare results of displacements and stress in simulated tubes in situations similar to cases found in the specialized literature, in order to obtain the validation of the finite element mesh, the model and the boundary conditions of pipelines repaired with hybrid composite laminates (epoxy resin reinforced with carbon fiber fabric and with carbon fiber and glass fabrics), as proposed in this work.

It has been found that the circumferential displacement and von Mises stress have absolute values which are inversely proportional to the angle of the applied repair. Thus, it is noted the tendency of the need for a greater quantity of laminates to restore the stiffness of tubes with the smaller angles of repairs in the circumferential direction. Approximate quantitative results indicate a material cost reduction of around 35% with the application of repairs at 90° and 62% with the application of repairs at 45° , when compared with repairs applied in 360° throughout the entire region center of the tube. On the other hand, the smaller the angle of the roughing the greater the efficiency in the restoration of the von Mises stress.

Key words: steel pipes, hybrid repair, composite material, finite elements.

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO.....	1
1.2	ESTADO DA ARTE	7
1.3	OBJETIVOS.....	11
1.4	METODOLOGIA.....	12
2	REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1	VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS	15
2.2	MATERIAIS COMPÓSITOS.....	19
2.3	MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	23
2.4	VALIDAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS.....	26
2.5	ASPECTOS RELACIONADOS ÀS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	28
3	METODOLOGIA.....	30
3.1	FLUXO DE DESENVOLVIMENTO NUMÉRICO.....	31
3.2	PREMISSAS DE TRABALHO	34
3.3	MODELAGEM GEOMÉTRICA	36
3.4	DISCRETIZAÇÃO DO MODELO.....	38
4	RESULTADOS.....	43
4.1	VALIDAÇÃO	43
4.1.1	Tubos Íntegros	43
4.1.2	Tubos Desbastados	47
4.1.3	Tubos Reparados	50
4.2	REPAROS PROJETADOS.....	54
4.2.1	Tubos íntegros	54
4.2.2	Tubos desbastados e reparados a 360°.....	55
4.2.3	Tubos com reparos concentrados	61
5	CONCLUSÕES.....	103
5.1	CONCLUSÕES.....	103
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	108
	ANEXO I.....	111

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1.1: CORROSÃO EM DUTO METÁLICO	2
FIGURA 1.1.2: SENSOR DE DETECÇÃO DE CORROSÃO.	3
FIGURA 1.1.3: REPARO COMPÓSITO EM DUTOS	5
FIGURA 1.4.1: REPARO CIRCUNFERENCIAL E REPARO CONCENTRADO.....	14
FIGURA 2.1.1: DUTO CILÍNDRICO SUJEITO À PRESSÃO INTERNA. FONTE: SAMUEL E WEIR (2005).....	16
FIGURA 2.1.2: ESTADO DE RESULTANTE DE TENSÕES PARA VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS (A) DE PAREDE FINA E (B) DE PAREDE GROSSA. FONTE: MARZAK (1999).....	17
FIGURA 2.2.1: SISTEMAS DE COORDENADAS (1,2,3) E (X, Y, Z). FONTE: LEVY NETO E PARDINI (2006).....	20
FIGURA 2.2.2: (A) ESTADO GERAL TRIDIMENSIONAL. (B) ESTADO PLANO DE TENSÕES. FONTE: SHIGLEY (2005)...	21
FIGURA 2.3.1: DIAGRAMA DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS. FONTE: HIRSCH (2007).....	25
FIGURA 2.4.1: ERROS ASSOCIADOS ÀS METODOLOGIAS DE RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS. FONTE: ALVES (2010) ..	26
FIGURA 3.1.1: FLUXO DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.	32
FIGURA 3.3.1: TUBO ÍNTEGRO, DESBASTADO E REPARADO EM 360° NA DIREÇÃO CIRCUNFERENCIAL.....	36
FIGURA 3.3.2: TUBO DESBASTADO EM UMA REGIÃO CIRCUNFERENCIAL DE 60° E REPARADO.	37
FIGURA 3.4.1: ILUSTRAÇÃO DAS ETAPAS DA CRIAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL: ETAPA I. ILUSTRADA EM A; E ETAPA II. ILUSTRADA EM B.	39
FIGURA 3.4.2: ILUSTRAÇÃO DAS ETAPAS DA CRIAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL: ETAPA III. ILUSTRADA EM A; E ETAPA IV. ILUSTRADA EM B.	40
FIGURA 3.4.3: CONDIÇÕES DE CONTORNO E MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.....	41
FIGURA 3.4.4: MALHA NA REGIÃO DA APLICAÇÃO DO REPARO.	41
FIGURA 3.4.5: (A) ELEMENTO SOLID185; (B) ELEMENTO SHELL181.....	42
FIGURA 4.1.1: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E ANALÍTICOS NOS TUBOS ÍNTEGROS (P=0.1MPa)44	
FIGURA 4.1.2: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS NOS TUBOS ÍNTEGROS (P=0.2MPa).....	46
FIGURA 4.1.3: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E ANALÍTICOS PARA O TUBO DESBASTADO (0.5 MPa).....	48
FIGURA 4.1.4: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS PARA O TUBO DESBASTADO (0.5MPa).....	49
FIGURA 4.1.5: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS PARA O TUBO 4 (REPARADO) ..	51
FIGURA 4.1.6: COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS PARA O TUBO 6 (REPARADO) ..	53
FIGURA 4.2.1: RESULTADOS DA TENSÃO DE VON MISES PARA O TUBO ÍNTEGRO EM REGIME ELÁSTICO (0,5 MPa).54	
FIGURA 4.2.2: RESULTADOS DOS DESLOCAMENTOS PARA O TUBO ÍNTEGRO EM REGIME ELÁSTICO (0,5 MPa).....	55
FIGURA 4.2.3: TENSÃO DE V. MISES PARA O TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 9 LÂMINAS (0,5 MPa).....	56
FIGURA 4.2.4: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 9 LÂMINAS (0,5 MPa).	56
FIGURA 4.2.5: DESLOCAMENTO AXIAL DO TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 9 LÂMINAS (0,5 MPa).	57
FIGURA 4.2.6: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 13 LÂMINAS (0,5 MPa).	59
FIGURA 4.2.7: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 13 LÂMINAS (0,5 MPa).	59
FIGURA 4.2.8: DESLOCAMENTO AXIAL DO TUBO REPARADO, $\theta=360^\circ$ COM 13 LÂMINAS (0,5 MPa).	60
FIGURA 4.2.9: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 9 LÂMINAS (0,5 MPa).	62
FIGURA 4.2.10: RESULTADO DE CADA LÂMINA DE REPARO APLICADA NO TUBO 1 (0,5 MPa).	64

FIGURA 4.2.11: RESULTADO DE CADA LÂMINA DE REPARO APLICADA NO TUBO 2 (0,5 MPA).	64
FIGURA 4.2.12: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 1 LÂMINA (0,5 MPA).	65
FIGURA 4.2.13: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 2 LÂMINAS (0,5 MPA).	65
FIGURA 4.2.14: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 3 LÂMINAS (0,5 MPA).	66
FIGURA 4.2.15: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 4 LÂMINAS (0,5 MPA).	66
FIGURA 4.2.16: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 5 LÂMINAS (0,5 MPA).	67
FIGURA 4.2.17: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 6 LÂMINAS (0,5 MPA).	67
FIGURA 4.2.18: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 7 LÂMINAS (0,5 MPA).	68
FIGURA 4.2.19: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 8 LÂMINAS (0,5 MPA).	68
FIGURA 4.2.20: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 9 LÂMINAS (0,5 MPA).	69
FIGURA 4.2.21: TENSÃO DE VON MISES DOS TUBOS REPARADOS COM 9 LÂMINAS (0,5 MPA).	70
FIGURA 4.2.22: DESLOCAMENTO AXIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 9 LÂMINAS (0,5 MPA).	70
FIGURA 4.2.23: VARIAÇÃO DO DESLOCAMENTO RADIAL COM O NÚMERO DE LÂMINAS NO TUBO 1.	72
FIGURA 4.2.24: VARIAÇÃO DO DESLOCAMENTO RADIAL COM O NÚMERO DE LÂMINAS NO TUBO 2 (0,5 MPA).	72
FIGURA 4.2.25: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 10 LÂMINAS (0,5 MPA).	73
FIGURA 4.2.26: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 11 LÂMINAS (0,5 MPA).	73
FIGURA 4.2.27: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 12 LÂMINAS (0,5 MPA).	74
FIGURA 4.2.28: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 13 LÂMINAS (0,5 MPA).	74
FIGURA 4.2.29: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 14 LÂMINAS (0,5 MPA).	75
FIGURA 4.2.30: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 15 LÂMINAS (0,5 MPA).	75
FIGURA 4.2.31: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 16 LÂMINAS (0,5 MPA).	76
FIGURA 4.2.32: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 17 LÂMINAS (0,5 MPA).	76
FIGURA 4.2.33: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 18 LÂMINAS (0,5 MPA).	77
FIGURA 4.2.34: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 19 LÂMINAS (0,5 MPA).	77
FIGURA 4.2.35: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 20 LÂMINAS (0,5 MPA).	78
FIGURA 4.2.36: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 21 LÂMINAS (0,5 MPA).	78
FIGURA 4.2.37: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 22 LÂMINAS (0,5 MPA).	79
FIGURA 4.2.38: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 23 LÂMINAS (0,5 MPA).	79
FIGURA 4.2.39: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 24 LÂMINAS (0,5 MPA).	80
FIGURA 4.2.40: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 25 LÂMINAS (0,5 MPA).	80
FIGURA 4.2.41: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 26 LÂMINAS (0,5 MPA).	81
FIGURA 4.2.42: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 27 LÂMINAS (0,5 MPA).	81
FIGURA 4.2.43: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 28 LÂMINAS (0,5 MPA).	82
FIGURA 4.2.44: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 29 LÂMINAS (0,5 MPA).	82
FIGURA 4.2.45: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 30 LÂMINAS (0,5 MPA).	83
FIGURA 4.2.46: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 31 LÂMINAS (0,5 MPA).	83
FIGURA 4.2.47: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 32 LÂMINAS (0,5 MPA).	84
FIGURA 4.2.48: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 33 LÂMINAS (0,5 MPA).	84
FIGURA 4.2.49: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 34 LÂMINAS (0,5 MPA).	85
FIGURA 4.2.50: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 35 LÂMINAS (0,5 MPA).	85
FIGURA 4.2.51: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 36 LÂMINAS (0,5 MPA).	86
FIGURA 4.2.52: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 37 LÂMINAS (0,5 MPA).	86

FIGURA 4.2.53: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 38 LÂMINAS (0,5 MPA).	87
FIGURA 4.2.54: DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS REPARADOS COM 39 LÂMINAS (0,5 MPA).	87
FIGURA 4.2.55: VARIAÇÃO DO DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 1 EM 5 POSIÇÕES DE ANÁLISE.....	90
FIGURA 4.2.56: VARIAÇÃO DO DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 2 EM 5 POSIÇÕES DE ANÁLISE.....	91
FIGURA 4.2.57: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 1 REPARADO COM 33 LÂMINAS (0,5 MPA).....	91
FIGURA 4.2.58: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 2 REPARADO COM 39 LÂMINAS (0,5 MPA).....	92
FIGURA 4.2.59: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 1 COM 28 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA).	93
FIGURA 4.2.60: DESLOCAMENTO RADIAL DO TUBO 2 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA).	93
FIGURA 4.2.61: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 1 (0,5 MPA).....	94
FIGURA 4.2.62: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 2 (0,5 MPA).....	95
FIGURA 4.2.63: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 1 COM 28 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA).....	96
FIGURA 4.2.64: TENSÃO DE VON MISES NO AÇO E NO REPARO DO TUBO 1 COM 28 LÂMINAS (360°).	96
FIGURA 4.2.65: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 1 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 90° (0,5 MPA).	97
FIGURA 4.2.66: TENSÃO DE VON MISES MÁXIMA DO TUBO 1 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 90° (0,5 MPA).....	97
FIGURA 4.2.67: TENSÃO DE VON MISES NO REPARO DO TUBO 1 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 90° (0,5 MPA).	98
FIGURA 4.2.68: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 2 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA).....	98
FIGURA 4.2.69: TENSÃO DE VON MISES MÁXIMA DO TUBO 2 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA)....	99
FIGURA 4.2.70: TENSÃO DE VON MISES NO REPARO DO TUBO 2 COM 33 LÂMINAS APLICADAS EM 360° (0,5 MPA).	100
FIGURA 4.2.71: TENSÃO DE VON MISES DO TUBO 2 COM 39 LÂMINAS APLICADAS EM 45° (0,5 MPA).	100
FIGURA 4.2.72: TENSÃO DE VON MISES MÁXIMA DO TUBO 2 COM 39 LÂMINAS APLICADAS EM 45° (0,5 MPA)....	101
FIGURA 4.2.73: TENSÃO DE VON MISES NO REPARO DO TUBO 2 COM 39 LÂMINAS APLICADAS EM 45° (0,5 MPA).	101

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1: MATERIAIS E DIMENSÕES FÍSICAS UTILIZADAS.	13
TABELA 1.2: PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS UTILIZADOS NO PROJETO [29].....	14
TABELA 3.1: TUBOS ENSAIADOS POR GILMAR (2003) E UTILIZADOS PARA A VALIDAÇÃO FÍSICA E NUMÉRICA.	32
TABELA 3.2: DIMENSÕES DO TUBO ÍNTEGRO, DESBASTADO E REPARADO EM 360°.	37
TABELA 3.3: DIMENSÕES DO TUBO DESBASTADO A 60°, 30° E REPARADOS.	38
TABELA 4.1: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA O TUBO 1 SOB PRESSÃO DE 0.1 MPa.	43
TABELA 4.2: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO LONGITUDINAL PARA O TUBO 2 SOB PRESSÃO DE 0.1 MPa.	44
TABELA 4.3: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA O TUBO 1 SOB PRESSÃO DE 0.2 MPa.	45
TABELA 4.4: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO LONGITUDINAL PARA O TUBO 2 SOB PRESSÃO DE 0.2 MPa.	45
TABELA 4.5: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA O TUBO 3 SOB PRESSÃO DE 0.5 MPa.	47
TABELA 4.6: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO LONGITUDINAL PARA O TUBO 3 SOB PRESSÃO DE 0.5 MPa.	48
TABELA 4.7: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA O TUBO 4 SOB PRESSÃO DE 0.4 MPa.	50
TABELA 4.8: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO LONGITUDINAL PARA O TUBO 4 SOB PRESSÃO DE 0.4 MPa.	51
TABELA 4.9: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA O TUBO 6 SOB PRESSÃO DE 0.2 MPa.	52
TABELA 4.10: RESULTADOS DA DEFORMAÇÃO LONGITUDINAL PARA O TUBO 6 SOB PRESSÃO DE 0.2 MPa.	52
TABELA 4.11: RESULTADOS PARA O TUBO ÍNTEGRO EM REGIME ELÁSTICO, COM PRESSÃO INTERNA DE 0,5 MPa (S.I.).....	55
TABELA 4.12: RESULTADOS PARA O TUBO REPARADO EM 360°, COM 9 LÂMINAS E PRESSÃO INTERNA DE 0,5 MPa.	55
TABELA 4.13: RESULTADOS PARA O TUBO REPARADO EM 360°, COM 13 LÂMINAS E PRESSÃO INTERNA DE 0,5 MPa.	58
TABELA 4.14: EFEITO DE CADA LÂMINA NO DESLOCAMENTO RADIAL DOS TUBOS.	63
TABELA 4.15: VARIAÇÃO DOS VALORES DO DESLOCAMENTO ENTRE AS EXTREMIDADES DOS GRÁFICOS DOS TUBOS 1 E 2.....	89

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta considerações gerais relacionadas a reparos compósitos em dutos de aço danificados externamente. São abordados os principais objetivos, motivação, metodologia, estado da arte e a importância deste trabalho.

1.1 MOTIVAÇÃO

O transporte de fluidos, como o petróleo e seus derivados, é feito por meio de dutos, uma estrutura fixa, construída de acordo com rígidas normas internacionais de segurança, que pode ser de superfície, subterrânea ou submarina e que liga os locais de produção ou extração aos pontos de distribuição, refino ou embarque, como terminais de portos.

Os primeiros oleodutos para o transporte de petróleo e derivados foram construídos nos Estados Unidos entre 1875 e 1880. No século XX, ampliaram-se as redes de dutos em diversas regiões do mundo, especialmente naquelas que são grandes produtoras de petróleo, como o Oriente Médio e a antiga União Soviética, ou grandes consumidoras, como a Europa ¹.

Segundo Mohitpour, Golshan e Murray (2003) estima-se que há mais de 1,7 milhões de quilômetros de dutos de gás, petróleo e seus derivados em todo o mundo. Apenas no Brasil, segundo dados da Petrobras Transporte S.A. – Transpetro, a malha de dutos para transporte de petróleo e seus derivados possui uma extensão de mais de 15.000 quilômetros, ramificados por todo o país ².

As chapas metálicas que formam esses dutos recebem vários tratamentos contra corrosão e passam por inspeções frequentes através de modernos equipamentos e monitoramento à distância. Desta forma, um duto permite que grandes quantidades de produtos sejam deslocadas de maneira segura, diminuindo o tráfego de cargas perigosas por caminhões, trens ou por navios e, conseqüentemente, reduzindo os riscos de acidentes ambientais. Entretanto, mesmo sendo construídos e operados dentro dos padrões máximos de segurança, os dutos estão sujeitos a erosão e corrosão, bem como a deslizamentos de terra, queda de rochas,

¹ Disponível em: <<http://www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo4A/dutos.htm>>. Acesso em: 14 out. 2017.

² Disponível em: <http://www.transpetro.com.br/pt_br/areas-de-negocios/gas-natural.html>. Acesso em: 14 out. 2017.

atos de vandalismo e ação de terceiros que podem ocasionar vazamentos e que trazem danos ambientais sérios devido à alta pressão de bombeamento dos fluidos e da periculosidade das substâncias transportadas.

Nota-se, portanto, a importância da utilização de dutos e tubulações em geral para o desenvolvimento econômico da sociedade moderna, uma vez que sua aplicação se estende não apenas ao transporte do petróleo e derivados, mas também à utilização em grandes sistemas adutores para abastecimento humano, sistemas de saneamento básico, transporte de fluidos em indústrias, utilização em sistemas de ar comprimido, distribuição de água em condomínios e edifícios, além de outras.

Em redes de dutos industriais as tubulações mais utilizadas são feitas de aço carbono devido a seus menores custos, quando comparados a outros materiais, e à sua simultânea qualidade satisfatória. Entre todos os materiais industriais, o aço de baixo carbono é o que apresenta a menor relação custo/resistência mecânica, além de ser um material fácil de soldar, conformar e de sua grande disponibilidade no mercado. Deste modo, segundo Telles (1997) o aço carbono é chamado de “material de uso geral” em tubulações industriais e é empregado para água doce, vapor de baixa pressão, ar comprimido, óleo, gases e outros fluidos pouco corrosivos em temperaturas desde -45°C e a qualquer pressão.



Figura 1.1.1: Corrosão em duto metálico ³.

³ Disponível em: <<http://hubpages.com/hub/Copper-Pipe-Corrosion>>. Acesso em 21 out. 2009.

Dentro do contexto da importância econômica e ambiental da utilização de dutos e tubulações de aço carbono, é fundamental considerar os problemas e danos aos quais estas estruturas estão sujeitas. Um dos principais cenários de danos verificados em dutos metálicos é a perda de camadas de metal na superfície externa das tubulações – a corrosão, causada por vapores, gases, maresia, umidade em geral, poluição, fissuras e sulcos superficiais. **A Erro! Fonte de referência não encontrada.** ilustra a perda de metal resultante da deterioração que ocorre com o passar do tempo de uso dos dutos.

Através do desenvolvimento tecnológico na área do estudo e desenvolvimento de materiais, avanços têm sido buscados para o combate ao problema da corrosão. Um dos exemplos da evolução nesse combate é o desenvolvimento de sensores de detecção de corrosão. A Figura 1.1.2 ilustra a atuação do sensor na superfície externa de um tubo para a identificação da corrosão.

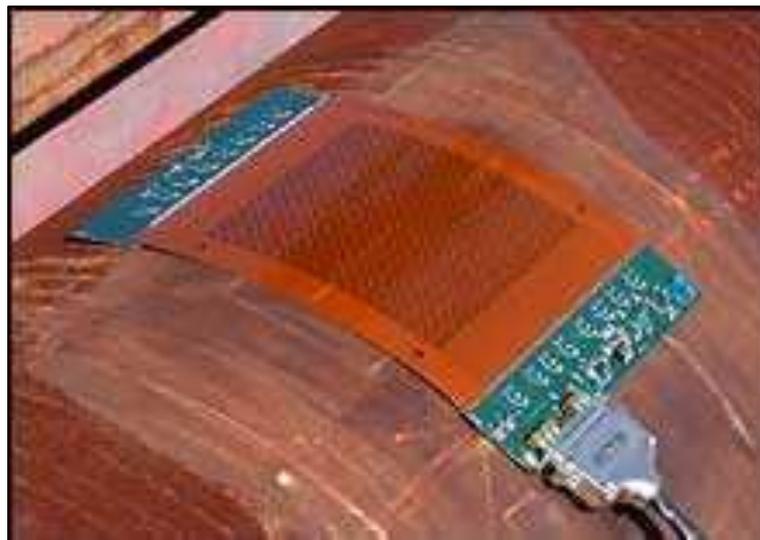


Figura 1.1.2: Sensor de detecção de corrosão⁴.

A utilização do sensor é fundamental nos casos em que é difícil a constatação visual da perda de material metálico nas paredes dos dutos. Sua atuação transmite os dados diretamente

⁴ Disponível em: <<http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=010170031120>>. Acesso em 21 out. 2017.

para o computador, em tempo real, que efetua a análise dos danos causados pela corrosão e emite uma avaliação determinando se o duto deve ser reparado, substituído ou apenas monitorado.

Outro exemplo relacionado a esta evolução diz respeito a estudos que têm sido feitos buscando o desenvolvimento de novos revestimentos à base de polímeros condutores para aplicação nas superfícies externas dos dutos de transporte de petróleo. Tais revestimentos devem possuir boas propriedades elétricas, eletroquímicas e ópticas, associadas à boa estabilidade química. Além disso, devem apresentar boa adesão à superfície do duto para uma proteção eficaz contra a corrosão ⁵.

Esse desenvolvimento tanto na identificação quanto na prevenção da corrosão é de fundamental importância econômica e ambiental a nível mundial, pois, segundo Chapett et al. (2001), uma grande parte dos dutos atualmente instalados no mundo está em utilização desde as décadas de 1940 e 1950. Informa, ainda o autor, que mais de 60% dos tubos usados na cadeia do processo de produção do setor de óleo e gás em todo o mundo tem mais de 40 anos de uso. Faluhelyi (2006) destaca que a durabilidade média de um duto ou tubulação metálica é de cerca de 50 anos. Conseqüentemente, a cada ano, apenas nos Estados Unidos são gastos entre 2 e 3 bilhões de dólares para reparo ou substituição de dutos, conforme trabalho elaborado por Kock et al. (2008). Dados da Universidade Federal de Pernambuco indicam que a perda anual mundial devido à corrosão em dutos metálicos chega próximo da casa de 121 bilhões de dólares, e estima-se ainda que metade do ferro produzido mundialmente seja para reposição de estruturas danificadas ⁶

Os reparos convencionais de tubulações são classificados em quatro tipos básicos que se apresentam como braçadeiras, luvas, flanges e conectores. Tradicionalmente, os dutos com danos severos devido à corrosão tinham o fluxo interrompido, enquanto a seção afetada era substituída e um conjunto de substituição era soldado no local. O reparo também podia ser realizado através de luvas metálicas, cujas chapas eram soldadas ou aparafusadas ao longo do comprimento do dano. Cabe ressaltar que nos processos industriais, nos casos de troca da seção de tubulação danificada com conectores na junção, bem como no reparo de luvas soldadas, a

⁵ Disponível em: <<http://www.ufpe.br/new/visualizar.php?id=2835>>. Acesso em 21 out. 2010.

⁶ Disponível em: <<http://www.ufpe.br/new/visualizar.php?id=2835>>. Acesso em 21 out. 2010.

metodologia do reparo requer a interrupção do fluxo de fluidos. Essa interrupção no fluxo causa prejuízos de ordem econômica às plantas industriais. Sendo assim, a metodologia utilizada pelos reparos convencionais pode influenciar inclusive o preço final dos produtos que escoam nos dutos.

Há ainda algumas restrições de ordem física e operacional que limitam a utilização dos reparos convencionais. As restrições de ordem física são: falta de espaço operacional conveniente, limitação em relação ao diâmetro e à extensão do dano na tubulação. Operacionalmente, quando se trata de tubulações em campo, pode não haver energia elétrica para a execução da solda. Problema maior surge nas plataformas oceânicas, que são constituídas por reservatórios contendo hidrocarbonetos, e, portanto, nestas instalações os métodos de reparo que envolvam geração de calor ou faísca são proibidos. Desta forma, a soldagem é um processo descartado nesse contexto.

Devido a estas dificuldades e restrições no uso de reparos convencionais, surgiu a necessidade do desenvolvimento de metodologias alternativas de reparo em dutos, de tal modo que dentro deste contexto emergiu a utilização de reparos feitos de materiais poliméricos reforçados com fibras (MPRF), denominados de materiais compósitos. A Figura 1.1.3 ilustra a aplicação de reparos compósitos em dutos.



Figura 1.1.3: Reparo compósito em dutos ⁷.

⁷ Disponível em: <http://www.rust.com.br/galeria_residuto.asp>. Acesso em 26 out. 2009.

Segundo Duel et al. (2008) os reparos feitos de materiais compósitos oferecem várias vantagens sobre os reparos convencionais que se utilizam do processo de soldagem e corte nas tubulações. Podem ser citadas as seguintes vantagens comparativas: (i) menor custo; (ii) menor tempo para finalizar o reparo; (iii) não interrupção do fluxo nas linhas de transmissão de fluidos durante a realização do reparo; (iv) eliminação do potencial de explosão devido à inexistência de geração de calor ou faísca presentes nos processos de soldagem e de corte.

No que diz respeito especificamente aos custos dos reparos, segundo Kock et al. (2008) análises industriais mostram que, em média, os reparos compósitos são 24% mais baratos quando comparados aos reparos de juntas metálicas soldadas, e 73% mais baratos quando comparados com a substituição completa da seção em que ocorre a corrosão.

Cuthill (2002), informa que os MPRF's também atuam de modo a diminuir o crescimento da corrosão externa através da blindagem do dano contra os efeitos ambientais enquanto o duto está em serviço. Ainda, é necessário citar, conforme Marsh (2004), que a aplicação de materiais compósitos se tornou uma opção efetiva no reparo de dutos submetidos à corrosão das linhas municipais de suprimento de água e de esgoto.

Após pesquisas realizadas, observou-se que a maior parte dos trabalhos desenvolvidos na área de aplicação de reparos compósitos em dutos metálicos está relacionada ao estudo de materiais (matriz, fibra, adesivos) e aos procedimentos de aplicação. O presente trabalho está direcionado à análise mecânica deste tipo de reparo por meio de simulações computacionais usando o método dos elementos finitos. A principal motivação deste trabalho é a reabilitação de dutos submetidos ao processo de corrosão utilizando materiais compósitos, levando em consideração os seguintes aspectos:

- i) Custo do reparo: tendo em vista os custos envolvidos na aplicação dos reparos compósitos e as perdas nos processos de transporte de fluidos relacionados aos danos da corrosão, é fundamental, cada vez mais, a utilização de metodologias de reparo que minimizem seus custos. Apesar do grande avanço na área da aplicação de materiais compósitos, como é o caso do reparo em dutos, ainda há empresas que realizam as aplicações de modo empírico. O atual contexto mundial, no qual se busca cada vez mais diminuir os custos nas plantas industriais, exige a utilização de métodos e técnicas confiáveis de modo a permitir a otimização de sua utilização. Geralmente as aplicações são realizadas de modo a ocupar, circunferencialmente, 360° ao longo de todo o comprimento do reparo. Uma redução adicional de custos,

porém, pode estar associada diretamente à aplicação deste reparo apenas em um trecho parcial na direção circunferencial próxima ao dano;

- ii) Restauração das propriedades mecânicas dos dutos: é necessário verificar até que ponto é possível reduzir os custos de aplicação do reparo sem que se prejudiquem as propriedades mecânicas do duto reparado, neste caso específico a rigidez mecânica. Reparos mais baratos devem, portanto, ser utilizados desde que a rigidez dos dutos seja realmente restabelecida após sua aplicação; e
- iii) Difusão e consolidação da utilização da metodologia numérica para a análise de tensões e desenvolvimento dos reparos em dutos utilizando materiais compósitos. A utilização do método dos elementos finitos através de um código comercial neste contexto é fundamental, inclusive no que tange à redução de custos no desenvolvimento de novas metodologias.

1.2 ESTADO DA ARTE

O estudo relacionado ao reparo de dutos utilizando materiais compósitos tem evoluído ao longo da última década. Segundo Levy Neto e Pardini (2006), uma vez que esta técnica viabiliza o reparo rápido e confiável, de fundamental importância para aumentar a vida útil dos dutos, prevenir acidentes, minimizar danos ambientais e manter a eficiência dos mesmos após o reparo, está sendo alvo de projetos de pesquisa, sendo estes estudos essenciais para a capacitação de pessoal em nível de graduação e mestrado.

Constatou-se que os estudos nessa área são desenvolvidos através do uso de metodologias experimentais ou numéricas. Muitas vezes as duas metodologias são utilizadas de modo complementar. Estes estudos abrangem dois focos distintos: (i) pesquisa e desenvolvimento focado na utilização de materiais (matriz, fibras e adesivos) e nos procedimentos de sua aplicação; (ii) análise mecânica do sistema reparado, em que as características de resistência e rigidez são verificadas. A metodologia básica tanto numérica quanto experimental para o estudo do dano causado pela corrosão, na maioria dos casos, consiste em aplicar um desbaste na região do dano seguida então da aplicação de camadas de materiais compósitos sobre este desbaste.

Utilizando a metodologia experimental e numérica em uma análise unidimensional (1D), Maia (2003) observou que duas formas possíveis de controlar as tensões na parede do duto seriam a modificação da espessura da camada de material compósito no reparo e a

alteração do material, uma vez que a relação entre os módulos de elasticidade do compósito e do material do duto é elemento fundamental na transferência de tensão. Maia também constatou que a tensão circunferencial, ou tangencial, perpendicular à espessura do tubo, é a mais crítica entre as atuantes nas paredes dos dutos, e que de preferência devem ser usados reparos curados à vácuo, uma vez que estes são mais eficientes do que aqueles curados sem vácuo.

Seguindo a tendência da análise computacional dos problemas de reparos, Côrtes (2002) propôs uma metodologia simples para o cálculo da espessura do reparo através do desenvolvimento de um software (DRE-2001) capaz de considerar diferentes mecanismos de falha (plasticidade, fadiga, fratura).

Faluhelyi (2006), através do estudo numérico axissimétrico, de soluções analíticas e de procedimentos experimentais, observou que os picos de momentos fletores circunferenciais e meridionais ocorrem nas extremidades engastadas dos tubos íntegros de PVC e alumínio. As soluções numéricas e analíticas ainda indicaram que estes picos acontecem exatamente nas tampas do engastamento. Outro resultado obtido foi a observação que os resultados experimentais para a deformação circunferencial possuem maior correlação com as soluções numéricas do que as deformações longitudinais.

Através de uma análise numérica axissimétrica, Thomazi (2006) obteve resultados importantes na determinação da espessura ideal do reparo a ser colocado de modo a restaurar a rigidez dos dutos na região linear elástica. Neste sentido, através dos resultados obtidos, a equação para a determinação da espessura do reparo foi validada, de modo que se observou que, embebidas em uma matriz de resina epóxi, tanto a fibra de carbono, quanto a fibra de vidro e o kevlar são capazes de restaurar a rigidez dos dutos desbastados e reparados. Uma análise detalhada de custos daquele estudo permitiu a constatação de que o compósito ideal para o reparo é o carbono/epóxi.

Além disso, tendo em vista os picos de momentos fletores e meridionais nas extremidades engastadas dos tubos, Thomazi (2006) utilizou propriedades mecânicas alteradas de resistência e rigidez, cerca de 100 vezes maiores, a partir de uma proximidade de 80 mm das extremidades dos tubos, visando eliminar efeitos de concentração de tensões nos engastamentos e tampas nos resultados da simulação numérica, permitindo focar a avaliação dos resultados na região desbastada e reparada com compósitos.

Ainda na determinação do melhor tipo de reparo, Toutanji e Dempsey (2001) também constataram que especialmente o carbono/epóxi aumenta a capacidade de resistir à pressão interna, e, portanto, deve ser utilizado com preferência frente aos compósitos reforçados com fibra de vidro ou kevlar, pois eleva de forma significativa a durabilidade, a resistência e as propriedades de corrosão do material.

Não apenas os tipos de fibra são essenciais para a garantia de um bom reparo. Resultados experimentais obtidos por Sampaio et al. (2007), demonstraram que o desempenho do reparo com resina depende do tipo de resina e do modo como ela é aplicada sobre o dano. Sendo assim, foi constatado que a utilização de procedimentos adequados para a aplicação da resina afeta substancialmente o desempenho do reparo.

Estudos relacionados também aos fatores que provocam a corrosão em dutos têm sido realizados. Exemplo disso é o estudo feito por Panossian et al (2006), cujo propósito foi identificar os fatores que afetam a corrosão de dutos enterrados e influenciados por corrente alternada. Tendo em vista os fatores densidade de corrente alternada, frequência, resistividade do solo, temperatura, pH e tamanho da área do defeito do revestimento, uma metodologia foi proposta para minimizá-los.

Buscando otimizar alguns resultados já obtidos em trabalhos anteriores, Felippes (2007) obteve resultados importantes através de análises numéricas axissimétricas (1D) e procedimentos experimentais. Para o desbaste máximo permitido de 60% da espessura original do tubo, observou-se que a hipótese desenvolvida pela autora permitiu a obtenção de configuração ideal para aplicação do reparo: (i) aplicação sobre toda a região desbastada e em uma extensão de 25% de cada lado do comprimento desbastado e (ii) aplicação do reparo com uma espessura constante em relação ao eixo axissimétrico do tubo.

Felippes (2007) ainda estudou o comportamento de reparos híbridos. Constatou-se que os reparos híbridos oferecem menores valores de estrangulamento, menores custos e menos chances de corrosão do aço, se comparado ao reparo 100% carbono/epóxi. Em especial observou-se que é possível substituir 0,5 mm de um reparo de fibra de carbono por 0,5 mm de um reparo de fibra de vidro sem comprometer a rigidez mecânica. Contudo, a maioria dos casos híbridos apresentou, nas simulações numéricas, pressões de falha consideravelmente inferiores às obtidas com o reparo carbono/epóxi.

Felippes (2010) estudou o comportamento de tubulações sujeitas a pressão interna com aplicação de reparos híbridos sobre a região desbastada, por meio de simulações numéricas e ensaios experimentais. Foi observado que a espessura ideal de reparo baseada na teoria da membrana não se mostrou completamente eficiente. Por outro lado, foi possível obter resultados com restauração da rigidez dos tubos da ordem de 91% em relação ao tubo íntegro. Resultado deste trabalho foi também a constatação de que a adoção de uma espessura constante de reparo em relação ao eixo axissimétrico do tubo foi a solução mais eficiente.

Uma das grandes dificuldades na aplicação de reparos compósitos diz respeito à sua ineficiência para situações em que as paredes dos dutos tenham sofrido fratura, gerando vazamento. Costa-Mattos et al. (2009), propuseram uma metodologia visando suprir essa lacuna na área dos estudos de reparos compósitos. A proposta consiste, basicamente, em usar um preenchimento com resina epoxi no local fraturado, e a seguir reforçar a área com camadas de reparo compósito visando garantir a estabilidade estrutural dos dutos.

Um estudo diferente foi proposto por Goertzen e Kessler (2007). Uma vez que a grande maioria dos estudos de reparos compósitos visa apenas uma análise estática, os referidos autores realizaram uma análise dinâmica de um compósito de fibras de carbono com resina epóxi levando em consideração os efeitos da taxa de aquecimento e da transição vítrea dos reparos utilizados, estabelecendo uma temperatura limite para o seu uso, bem como permitindo uma decisão adequada quanto ao grau de cura a ser imposta ao reparo.

As análises numéricas, em sua grande maioria, consideram o duto com o reparo axissimétrico e sendo assim as análises tornam-se unidimensionais (1D). Duel, Wilson e Kessler (2008) fizeram uma análise tridimensional dos reparos compósitos, avaliando as tensões axial, radial e circunferencial. Os autores variaram a largura do reparo em sua dimensão circunferencial e observaram o seguinte: quanto menor a largura circunferencial do reparo maior é a variação da tensão circunferencial ao longo da espessura, aumentando assim os esforços no aço da tubulação de base, com a conseqüente diminuição da vida útil devido à fadiga.

Estudos voltados ao desenvolvimento de equações para estimar pressões de falhas e/ou determinar a espessura de reparo necessária para restabelecer o comportamento mecânico dos dutos, durante sua operação, também tem sido desenvolvidos nos últimos anos. É o caso do trabalho feito por Costa Mattos et al (2016), que apresenta uma metodologia simples para estimar a pressão de falha de um tubo com corrosão localizada. Esta metodologia resultou em

uma equação que considera aspectos geométricos do duto, além do módulo de elasticidade do material compósito na direção circunferencial e da tensão de escoamento do material metálico.

Saeed et al. (2014) realizaram estudos por meio de equações analíticas e simulações numéricas, por meio de diversos casos teste, visando avaliar a pertinência das componentes previstas nas equações ISO/TS 24817 e ASME PCC-2. Os resultados do trabalho indicaram uma equação para cálculo da espessura do reparo em situações com pressão interna diferente de zero durante a reparação, promovendo ajustes em relação às equações das normas, o que demonstra a dificuldade em obter equações exatas para determinar espessuras de reparos que sirvam a situações gerais com precisão.

Estudo recente realizado por Mazurkiewicz et al. (2017), por meio de metodologia analítica, numérica e experimental, revelou que um tubo com perda de material localizada e reparado com material compósito de fibra de vidro e resina epóxi pode suportar uma pressão interna antes da falha superior à pressão de falha do tubo metálico original. A variação entre os resultados numéricos e analíticos foram inferiores a 11% e entre os resultados numéricos e experimentais foram da ordem de 18,8% no caso do tubo desbastado.

Este trabalho surge então neste contexto como um trabalho puramente numérico, com a devida validação do código e condições aplicadas, visando realizar uma análise qualitativa tridimensional (3D) do comportamento mecânico de dutos reparados com materiais compósitos por meio de lâminas aplicadas nas adjacências dos defeitos, em regiões circunferenciais com ângulos inferiores a 360° , para verificar a possibilidade da restauração da rigidez mecânica do tubo sujeito a pressão interna na região elástica do material, particularmente por meio da avaliação do deslocamento radial ocasionado pelos resultados das tensões circunferenciais. Não foi identificado estudo similar na literatura especializada, visto a peculiaridade proposta de avaliar reparos compósitos aplicados em regiões limitadas e adjacentes à perda de material na direção circunferencial, ou seja, em ângulos inferiores a 360° nesta direção.

1.3 OBJETIVOS

Tendo em vista a aplicabilidade de reparos compósitos e visando uma redução de custos para os setores industriais que os utilizam, este trabalho, realizado através de uma metodologia puramente numérica, tem como objetivo geral verificar se é possível restaurar as propriedades mecânicas de um tubo de aço AISI 1010, sujeito à pressão interna no regime elástico, com perda

de parede devido à corrosão, por meio da aplicação de reparos compósitos concentrados em regiões inferiores a 360° . Podem ser elencados os seguintes objetivos específicos:

- i) Realizar um estudo de validação numérica da malha de elementos finitos e das condições de contorno usadas para simular o comportamento mecânico das membranas cilíndricas íntegras, desbastadas e reparadas com lâminas de compósitos;
- ii) Comparar os resultados das simulações numéricas realizadas no programa ANSYS para tubos íntegros, desbastados e reparados a 360° com alguns resultados analíticos e experimentais obtidos na literatura específica;
- iii) Modelar numericamente, por meio de elementos finitos em software comercial, uma malha 3D para simular os tubos e os reparos aplicados em ângulos inferiores a 360° na direção circunferencial.
- iv) Utilizar resultados alcançados por pesquisas anteriores como fundamentos para projetar reparos compósitos com o objetivo de avaliar, qualitativamente, a influência do ângulo de aplicação dos reparos sobre a rigidez mecânica dos dutos reparados;
- v) Obter resultados com reparos ocupando uma região circunferencial de 60° e 90° , comparando-os com resultados de reparos aplicados em 360° , inclusive sob a perspectiva de custos;
- vi) Concluir a respeito da viabilidade da aplicação de reparos compósitos em regiões circunferenciais com ângulos inferiores a 360° , analisando a restauração da rigidez mecânica dos dutos reparados.

1.4 METODOLOGIA

Para a obtenção do comportamento mecânico na região linear elástica, especialmente na direção circunferencial, o trabalho descrito neste relatório tem como metodologia de desenvolvimento a solução numérica de tubos de aço de baixo carbono com tampas planas nas extremidades e submetidos a pressões hidrostáticas internas. De modo particular foram realizadas simulações usando o software ANSYS® em tubos íntegros e depois desbastados em ângulos de 360° , 30° e 60° na direção circunferencial. O desbaste aplicado nos tubos visa simular uma diminuição na espessura das paredes dos tubos, resultado de processos de corrosão. Por fim os tubos foram reparados mediante a aplicação de reparos compósitos híbridos (resina epóxi reforçada com tecido de fibras de carbono e com tecido de fibras de carbono e vidro), tanto na

região circunferencial completa (360°) como nas regiões circunferenciais com desbaste de 30° e 60°.

As simulações podem ser modeladas através do uso de condições de contorno que mantenham relação de fidelidade com a física do problema sob análise. Os resultados do projeto serão obtidos especialmente por meio de análises na direção circunferencial, complementadas por dados da direção axial, de tubos sob pressão interna no regime linear elástico, buscando verificar ainda as condições de estufamento e estrangulamento surgidas em função da aplicação dos reparos na região desbastada.

Importante destacar que as informações para permitir a modelagem do tubo e dos reparos aplicados foram extraídas dos trabalhos citados como estado da arte na seção anterior. As análises serão realizadas através da modelagem feita pelo método dos elementos finitos, passando pela etapa do pré-processamento, processamento, extração de dados e geração de gráficos no pós-processamento. Essas etapas e uma descrição aprofundada da metodologia serão discutidas com mais detalhes adiante em capítulo específico.

A Tabela 1.1 descreve as especificações dos materiais utilizados neste trabalho bem como apresenta as dimensões físicas utilizadas nos modelos das simulações:

Tabela 1.1: Materiais e dimensões físicas utilizadas.

Materiais
Tubo: Aço AISI 1010;
Reparo: Resina epóxi reforçada com tecido balanceado de fibras de carbono
Reparo híbrido: Resina epóxi reforçada com tecido balanceado de fibras de vidro-E e com tecido balanceado de fibras de carbono
Dimensões
Comprimento do tubo (c_t): 500mm
Diâmetro interno do tubo (d): 100mm
Espessura da parede metálica (t_t): 2,5mm
Comprimento do desbaste (c_d): 100mm
Comprimento do reparo (c_r): 150mm

Cabe ressaltar que, neste trabalho, reparo circunferencial é o nome dado ao reparo que ocupa um ângulo de 360° do tubo ao longo de um comprimento de 150 milímetros, e reparo concentrado é um reparo feito apenas na região desbastada e em suas adjacências, ocupando um arco correspondente a um ângulo menor do que 360° na direção circunferencial do tubo ao longo de um comprimento de 150 milímetros, conforme ilustrado na Figura Figura 1.4.1

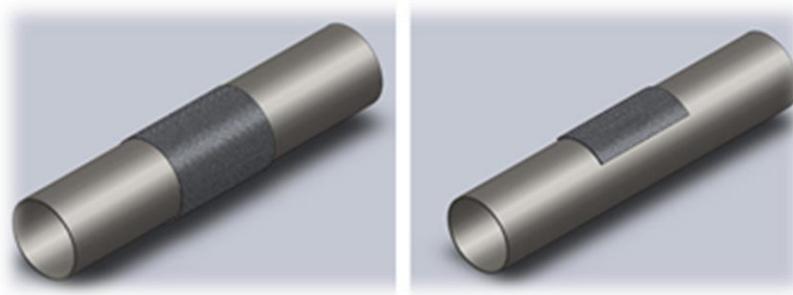


Figura 1.4.1: Reparo circunferencial e reparo concentrado

A análise da restauração rigidez mecânica das tubulações desbastadas será feita por meio da comparação entre os resultados dos tubos íntegros, desbastados e reparados com materiais compósitos, justificando, portanto, a importância da sequência utilizada no fluxo de desenvolvimento das simulações.

Primeiramente os resultados dos tubos íntegros serão comparados com resultados analíticos, visando demonstrar o alcance da convergência numérica e a validação física do modelo geométrico, da malha e das condições de contorno utilizadas. Validado o modelo, o tubo desbastado será simulado e seus resultados relacionados à rigidez mecânica serão comparados com aqueles obtidos na análise dos tubos íntegros. Os reparos são utilizados para tentar preencher as lacunas entre os resultados do duto íntegro e do duto desbastado, visando a restauração da rigidez mecânica. A Tabela 1.2 fornece as propriedades dos materiais utilizados nas simulações.

Tabela 1.2: Propriedades mecânicas dos materiais utilizados no projeto [29].

Propriedades	Compósito com fibras de carbono	Compósito com fibras de vidro	Aço AISI 1010
E_1 (GPa)	70	25	200
E_2 (GPa)	70	25	200
G_{12} (GPa)	5	4	80
ν_{12}	0,10	0,20	0,29
X_{1T} (MPa)	600	440	325
X_{1C} (MPa)	570	425	325
X_{2T} (MPa)	600	440	325
X_{2C} (MPa)	570	425	325
S_{12} (MPa)	90	40	200
ρ (kg/m ³)	1600	1900	7870

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta os principais fundamentos teóricos necessários para a aplicação metodológica visando a obtenção dos resultados propostos nos objetivos desta dissertação, abrangendo a teoria para a modelagem dos casos teste, a teoria de materiais compósitos e outras referentes às simulações numéricas e resultados experimentais.

2.1 VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS

O estudo da mecânica dos sólidos é comumente dividido em classes estruturais tais como barras, vigas, membranas, placas e cascas. Cada classe possui equações próprias que constituem as teorias estruturais, ou seja, incorporam em si as simplificações assumidas para as distribuições de tensões e deslocamentos, a forma de aplicação dos carregamentos, a geometria do problema e o comportamento constitutivo do material. O objetivo dessas simplificações é a obtenção de teorias com equações mais simples e com menor número de variáveis para uma solução analítica ou numérica facilitada.

Segundo Marzak (1999) membranas constituem uma importante categoria estrutural, sendo sua aplicação geralmente associada a vasos de pressão de parede fina, reservatórios, paredes pressurizadas, dentre outros.

De maneira geral, a maior parte dos componentes estruturais planos ou curvos com espessura muito fina apresentam uma rigidez à flexão muito pouco significativa em comparação com a rigidez de membrana, atuante apenas no plano. Assim, as tensões devido à flexão podem ser desprezadas em relação às tensões de membrana quando modelamos uma estrutura considerando-a uma membrana. No caso da modelagem de cascas, as tensões devido à flexão não podem ser desconsideradas.

Um vaso de pressão consiste, de modo genérico, em um envoltório impermeável, também denominado de casca fina, que cerca um espaço oco, e cuja finalidade é manter o fluido dentro desse envoltório. O fluido pode ser um líquido, gás, ou ambos, a uma elevada pressão. De acordo com Samuel e Weir (2005), muitas vezes os vasos de pressão também devem resistir a ambientes corrosivos, variações de temperaturas e carregamentos externos.

Os vasos de pressão cilíndricos podem ser compreendidos como cascas de revolução, obtidas pela rotação de uma geratriz em torno de um eixo de revolução – eixo de axissimetria.

Podem ser tratados, de acordo com a relação espessura de parede/diâmetro interno, em vasos cilíndricos metálicos de parede fina ou de parede grossa:

- Se $D_i/t > 20$, então considera-se o vaso como sendo de parede fina;
- Se $D_i/t < 20$, então considera-se o vaso como sendo de parede grossa;

De acordo com as relações mostradas, aplica-se a teoria das cascas para o caso de vasos cilíndricos de paredes grossas e a teoria das membranas quando os vasos cilíndricos forem classificados como de paredes finas.

A Figura 2.1.1 ilustra uma pequena seção de um vaso cilíndrico submetido à pressão interna e com as respectivas tensões atuantes.

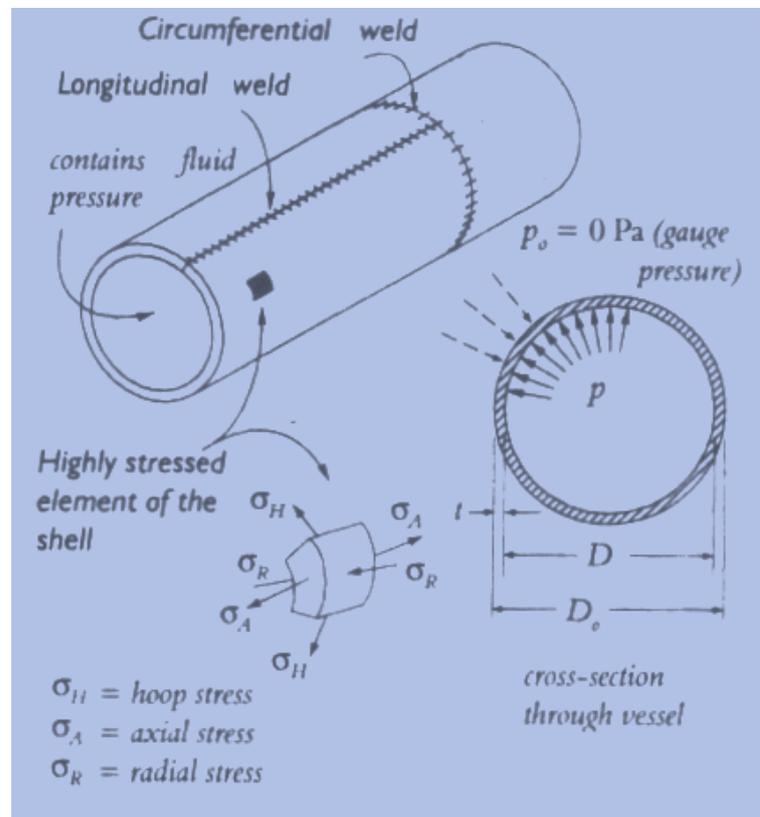


Figura 2.1.1: Duto cilíndrico sujeito à pressão interna. Fonte: Samuel e Weir (2005).

Quando os vasos de pressão cilíndricos são expostos a pressões internas, surgem tensões em três direções principais: axial, radial e circunferencial. A tensão axial acompanha a direção do eixo axissimétrico. A tensão radial age no sentido da espessura da geratriz. Já a tensão circunferencial age circunferencialmente à superfície cilíndrica, de modo perpendicular à espessura, sendo a mais crítica em decorrência de sua magnitude.

Tubos de parede fina, submetidos a pressões hidrostáticas, são modelados pela teoria da membrana, e, portanto, assume-se que a tensão radial seja nula. Neste modelos momentos fletores podem, portanto, ser desprezados. Tubos de parede grossa são modelados pela teoria das cascas, a qual considera o estado tridimensional de tensões. A Figura 2.1.2 ilustra o estado de tensões para um tubo de parede fina e para um tubo de parede grossa.

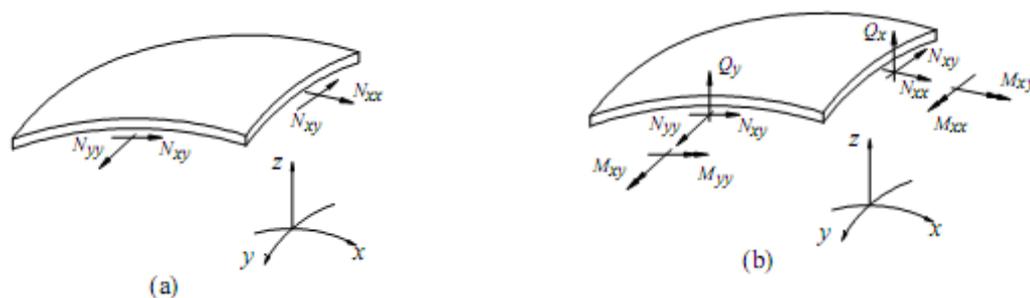


Figura 2.1.2: Estado de resultante de tensões para vasos de pressão cilíndricos (a) de parede fina e (b) de parede grossa. Fonte: Marzak (1999).

Na Figura 2.1.2 N_{xx} e N_{yy} são as resultantes de tensão nas direções x e y , respectivamente. Por outro lado, N_{xy} é resultante de tensão de cisalhamento no plano yz . A resultante de tensão de cisalhamento transversal é representada por Q e a resultante de momento fletor é representada por M . A apresentação das equações das variáveis citadas está fora do escopo deste trabalho, dependem da geometria da casca cilíndrica e são solucionadas por integração, podendo ser verificadas em Flugge (1973). No caso de membranas, as 10 variáveis ilustradas acima são reduzidas a apenas 3, quais sejam: N_x , N_y e N_{xy} , ou seja, em membranas em equilíbrio, como representado no item (a), apenas há tensões no plano da casca, decorrentes das componentes normais e de cisalhamento que atuam na sua superfície (Flugge, 1973).

De acordo com o explanado até o momento, a formulação das equações dos tubos de parede grossa considera a espessura da parede da geratriz, logo é de se esperar que as tensões radial, axial e circunferencial (tangencial) variem com o raio. Assim, o conjunto de equações (2.1) até (2.6) enunciam as tensões e deformações para vasos cilíndricos de parede grossa considerando a pressão externa nula.

$$\sigma_r = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.1)$$

$$\sigma_h = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\sigma_a = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \quad (2.3)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_a + \sigma_h)] \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_h = \frac{1}{E} [\sigma_h - \nu(\sigma_a + \sigma_r)] \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} [\sigma_a - \nu(\sigma_r + \sigma_h)] \quad (2.6)$$

A formulação das equações dos tubos de parede fina desconsidera a espessura da geratriz e, portanto, os momentos fletores. Sendo assim, assume-se que a tensão radial seja nula. As equações (2.7) a (2.10) enunciam as tensões e deformações atuantes nas paredes dos tubos de parede fina.

$$\sigma_h = \frac{p \times r}{t} \quad (2.7)$$

$$\sigma_a = \frac{p \times r}{2t} \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_h = \frac{1}{E} [\sigma_h - \nu \sigma_a] \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} [\sigma_a - \nu \sigma_h] \quad (2.10)$$

em que,

σ_r é a tensão na direção radial do tubo;

σ_h é a tensão na direção circunferencial ou tangencial do tubo;

σ_a é a tensão na direção axial do tubo;

ε_r é a deformação na direção radial do tubo;

ε_h é a deformação na direção circunferencial ou tangencial do tubo;

ε_a é a deformação na direção axial do tubo;

a é o raio interno do tubo;

b é o raio externo do tubo;

p é a pressão hidrostática no interior do tubo;

r é a posição radial de cálculo dos parâmetros (raio médio em paredes finas);

E é o módulo de Young do material;

ν é o coeficiente de Poisson do material;

t é a espessura do tubo;

Uma das finalidades do reparo compósito, aplicado sobre a superfície de dutos com perda de material, é controlar os efeitos do deslocamento na direção radial em função das tensões resultantes na parede do tubo. O que se busca com a aplicação dos reparos é que a rigidez mecânica seja restaurada de modo a minimizar o efeito tanto do estrangulamento, variação negativa do diâmetro, quanto do estufamento, variação positiva do diâmetro.

Sabe-se, pela resolução teórica das equações de tensão nas paredes dos vasos de pressão cilíndricos, que $\sigma_h > \sigma_a > \sigma_r$. Assim, visando manter a coerência com as variáveis utilizadas na mecânica dos sólidos, $\sigma_h = \sigma_1$, $\sigma_a = \sigma_2$ e $\sigma_r = \sigma_3$.

2.2 MATERIAIS COMPÓSITOS

Tendo em vista os aspectos considerados na seção anterior, que delimitou as hipóteses de simplificação do tratamento dado a membranas e cascas, os casos adotados neste trabalho e utilizados nas simulações numéricas podem ser modelados como membranas, logo, apenas as componentes axiais e circunferenciais serão avaliadas, especialmente as últimas por serem numericamente o dobro das primeiras. A Eq. (2.11), obtida por Tomazzi (2006), relaciona a espessura de material compósito que deve ser utilizada com a espessura do duto a ser reparado.

$$t_R \cdot E_R = t_D \cdot E_D \quad (2.11)$$

onde,

t_R é a espessura do reparo compósito a ser aplicado sobre o material desbastado;

E_R é o módulo de Young do reparo compósito;

t_D é a espessura da camada retirada do material do cilindro;

E_D é o módulo de Young do material do cilindro;

A obtenção das deformações que surgem em lâminas ou laminados compósitos é objeto de estudo da macromecânica. É a partir desse estudo que são obtidas as características de lâminas ou laminados, bem como a resposta à aplicação de forças transversais e longitudinais, ou seja, seu comportamento elástico. Deste modo, é através das equações desta seção que a resposta à pressão interna dos dutos pode ser obtida, visando o controle de deformações circunferenciais, minimizando os efeitos do estrangulamento e do estufamento.

Lâminas são as camadas básicas de modelos utilizados na análise de estruturas compósitas mais complexas, tais como os laminados, formados pelo empilhamento de lâminas.

Os compósitos utilizados em reparos de dutos metálicos podem ser compreendidos como laminados, e, portanto, a teoria desenvolvida nesta seção limita-se ao desenvolvimento do comportamento elástico das lâminas e laminados.

Muitas vezes um componente estrutural que possui camadas de lâminas de compósitos apresenta fibras inclinadas em relação ao eixo longitudinal da peça ou ao sistema de coordenadas cartesiano (X, Y, Z) . Tendo em vista esses casos, é importante definir o sistema de coordenadas $(1,2,3)$, ilustrado na Figura 2.2.1.

No estudo de problemas que envolvem o comportamento mecânico de estruturas compósitas sempre é necessário utilizar dois sistemas de coordenadas. Tal como ilustrado na Figura 2.2.1, o sistema cartesiano (X, Y, Z) descreve os carregamentos mecânicos e a geometria da peça, e o sistema $(1,2,3)$ é utilizado para localizar as fibras em relação ao componente e representam as coordenadas principais do material simulado. Na modelagem deste trabalho a direção 1 das fibras é orientada de modo a ter inclinação nula com a direção circunferencial do cilindro e a direção 2 das fibras é orientada na direção do seu comprimento.

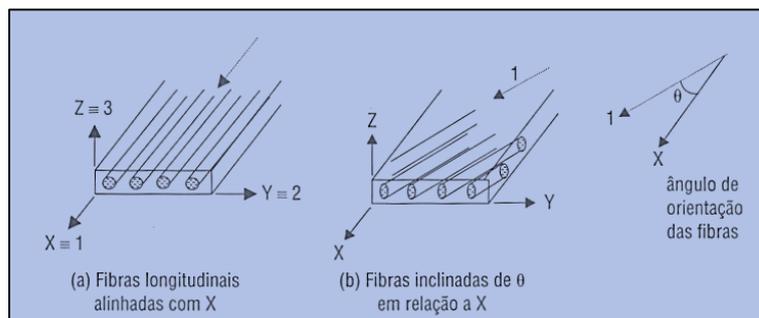


Figura 2.2.1: Sistemas de coordenadas $(1,2,3)$ e (X, Y, Z) . Fonte: Levy Neto e Pardini (2006).

Utiliza-se uma análise bidimensional quando uma das dimensões do componente metálico analisado é cerca de 20 vezes menor em relação às outras duas, como é o caso dos cilindros do presente trabalho. Desse modo assume-se que a lâmina seja submetida a um estado plano de tensões, tal como ilustrado na Figura 2.2.2. Relações bidimensionais entre tensões e deformações para materiais ortotrópicos são mostradas nas Eqs. (2.12) e (2.13).

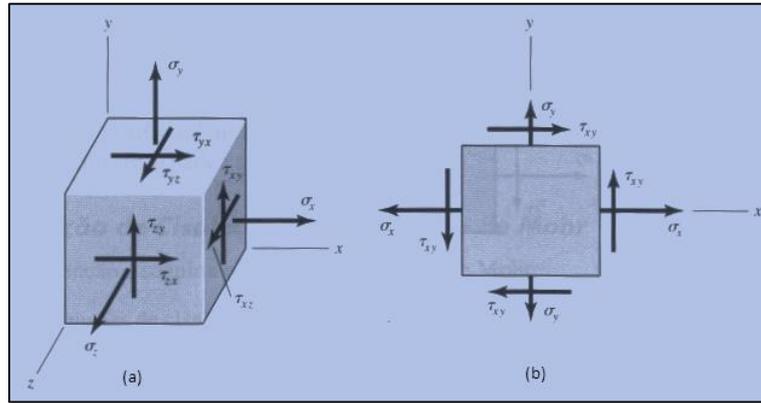


Figura 2.2.2: (a) Estado geral tridimensional. (b) Estado plano de tensões. Fonte: Shigley (2005).

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

onde,

E_1 e E_2 são os módulos de Young nas direções 1 e 2, respectivamente;

ε_1 e ε_2 são as deformações normais nas direções 1 e 2, respectivamente, no sistema de coordenadas (1, 2, 3) da Figura 2.2.1;

γ_{12} é a deformação por cisalhamento no plano 1-2;

ν é o coeficiente de Poisson do material nas respectivas direções;

G_{12} é o módulo de elasticidade ao cisalhamento no plano 1-2;

σ_1 e σ_2 são as tensões normais nas direções 1 e 2, respectivamente;

τ_{12} é a tensão de cisalhamento no plano 1-2;

A Eq. (2.12) permite a obtenção das deformações a partir das tensões aplicadas sobre o sólido. A matriz 3x3 simétrica é conhecida como matriz [S]. A relação matricial inversa permite obter-se as tensões referentes às direções 1 e 2 em função das deformações tal como visto na Eq. (2.13), sendo que a matriz de rigidez [Q] é a inversa de [S].

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & \frac{\nu_{12}E_2}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & 0 \\ \frac{\nu_{21}E_1}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & \frac{E_2}{1-\nu_{21}\nu_{12}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

Caso a espessura de um reparo associada à espessura da parede de tubos não possa ser desprezada, ou seja, caso $D_i/t < 20$, o estado de tensões ao qual este modelo estará sujeito é tridimensional, tal como ilustrado na Figura 2.2.2. Segundo Levy Neto e Pardini (2006), a matriz $[Q]_{6 \times 6}$ só é necessária ao se analisar tensões e deformações em cascas de grande espessura [15]. A Eq. (2.14) ilustra de modo resumido a forma da equação para a análise tridimensional de tensões em uma casca.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

Cabe ressaltar que os valores das propriedades elásticas das equações acima são encontrados através do estudo da micromecânica, assunto amplamente encontrado na literatura teórica de materiais compósitos, e fora do escopo de desenvolvimento deste trabalho.

As direções 1 e 2 dos índices das variáveis das equações anteriores referem-se ao sistema (1, 2, 3). Esse sistema adota a direção 1 como a direção do comprimento das fibras, e a direção 2 como a direção perpendicular ao comprimento das fibras. Sendo assim, para o caso de um reparo compósito aplicado sobre a superfície de um tubo cilíndrico, a direção 1 estará alinhada com a direção circunferencial, uma vez que as solicitações maiores ocorrem nessa direção, e a direção 2 estará alinhada com a direção axial do duto.

Deve-se, ainda, observar que os elementos da matriz $[S]$ e os da matriz $[Q]$ só dependem das constantes elásticas citadas anteriormente, constantes estas que definem o comportamento elástico ortotrópico de lâminas com reforço unidirecional no sistema (1, 2, 3). Lâminas ortotrópicas são aquelas que possuem valores diferentes para as propriedades elásticas nas direções 1 e 2.

As lâminas só apresentam rigidez estrutural efetiva quando solicitadas no próprio plano. Essas solicitações são chamadas de tensões de membrana, e neste caso a rigidez à flexão e à torção de lâminas individuais é praticamente nula. Os laminados são formados por um empilhamento de lâminas ortotrópicas ou anisotrópicas de modo a possuir rigidez à flexão e à torção.

O comportamento elástico dos materiais compósitos laminados é descrito através da matriz $[ABBD]$, que permite prever se haverá, além da deformação axial, alguma curvatura ao

se tracionar um material, fato denominado de acoplamento. A matriz [ABBD] relaciona as resultantes de tensão e momento com as deformações e curvaturas de plano médio de um laminado.

As Eqs. (2.15) e (2.16), que expõem a matriz [ABBD], descrevem o comportamento de um laminado ao ser submetido às resultantes de tensões {N} ou resultantes de momentos {M}.

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix}_{6 \times 6} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_0 \\ K \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{x0y0} \\ K_{x0} \\ K_{y0} \\ K_{x0y0} \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

A matriz [A] é a matriz de rigidez no plano, a matriz [B] é chamada de matriz de acoplamento extensão-flexão, e através das equações acima é possível verificar que os acoplamentos existentes são: (i) acoplamento de extensão com curvatura, (ii) acoplamento de flexão com extensão, (iii) acoplamento extensão com torção e cisalhamento com flexão e (iv) acoplamento de torção com flexão. A matriz [D] é conhecida como matriz de rigidez à flexão e à torção.

Todas as vezes em que as camadas do material compósito forem dispostas de modo não simétrico em relação ao plano médio do laminado haverá algum tipo de acoplamento, ou seja, caso as camadas de compósito do laminado forem simétricas em relação ao plano médio, ao se tracionar ou comprimir o componente, apenas serão observadas deformações no plano e caso seja implementado um momento no elemento será observada apenas uma curvatura, pois, quando há total simetria a matriz de acoplamentos [B] anula-se.

2.3 MODELAGEM COMPUTACIONAL

De acordo com Maliska (2004), o engenheiro ou projetista tem à sua disposição, fundamentalmente, três ferramentas para desenvolver seu projeto ou analisar seu problema, quais sejam os métodos analíticos, a metodologia numérica e a experimentação em laboratório. Os métodos analíticos e os numéricos formam a classe dos métodos teóricos, pois ambos objetivam resolver as equações diferenciais que formam o modelo matemático.

A experimentação em laboratório possui a vantagem de tratar com a configuração real das situações para as quais as soluções são buscadas, no entanto ela é de altíssimo custo e, em algumas situações, inviável por motivos de segurança (Maliska, 2004).

A modelagem computacional de situações físicas reais tem colaborado de modo significativo no desenvolvimento de produtos e na redução de custos de projetos e de desenvolvimento tecnológico de situações estruturais de engenharia que necessitam de sucessivos testes e de otimização. De forma geral, simulações numéricas estão inseridas no fluxo de desenvolvimento de produtos e em sua otimização conforme ilustrado no diagrama da Figura 2.3.1.

Antes de iniciar qualquer tipo de ação para execução de uma simulação numérica é necessário um entendimento adequado da situação física real para que a modelagem computacional seja coerente com o problema encontrado. Por isso, a etapa inicial, e fundamental, de qualquer simulação numérica é a compreensão da situação física para a qual se deseja uma solução.

O passo seguinte é a criação de um modelo geométrico do problema em questão, feita através da utilização de *softwares* CAD – *Computer Aided Design*. Esta etapa é imprescindível no desenvolvimento do processo de soluções otimizadas, pois é a base sobre a qual todos os procedimentos numéricos serão executados. Quando se trata de otimização é necessário ter em mente que esta exige, na grande maioria das vezes, aperfeiçoamento geométrico, o que implica na necessidade do reprocesso da modelagem de forma.

A etapa de simulação e análises é a fase na qual o problema é solucionado através de códigos numéricos computacionais e analisado pelo engenheiro. As análises podem incluir, de acordo com as demandas de cada situação, a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) e a mecânica das estruturas (CSM), dentre outras. Todas as análises computacionais desta etapa são parte da ferramenta denominada CAE – *Computer Aided Engineering*, que consiste exatamente na utilização de sistemas computacionais para o auxílio na solução de problemas complexos ou simples de engenharia.

A experimentação numérica não possui restrições, podendo resolver problemas complexos com condições de contorno gerais, definidos em geometrias também complexas e apresentando resultados com uma rapidez muito grande. O tempo e o custo do projeto podem ser sensivelmente reduzidos com o uso da simulação numérica.

A última etapa, após a compreensão do problema, da modelagem geométrica e da solução e análise computacional, consiste na fabricação de produtos, ou utilização prática de situações desenvolvidas durante as outras etapas. As ferramentas CAM – *Computer Aided Manufacturing*, são as ferramentas computacionais para o controle de máquinas-ferramenta durante a etapa de fabricação de produtos.

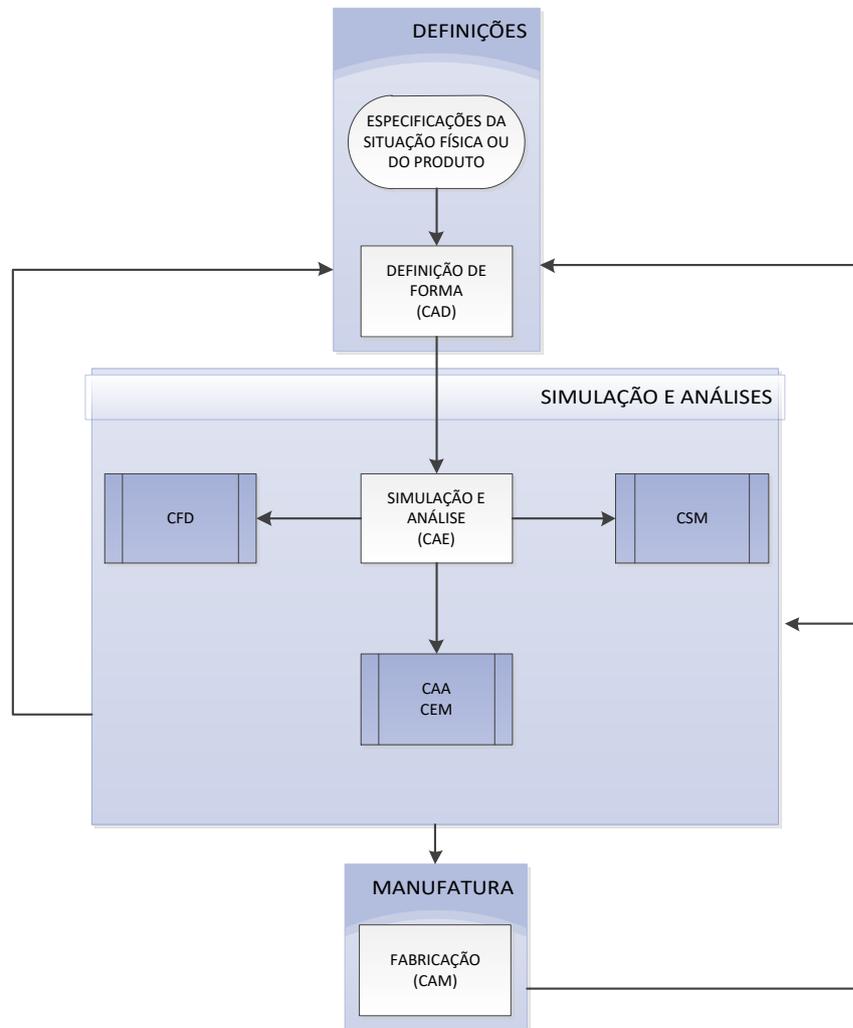


Figura 2.3.1: Diagrama de desenvolvimento de produtos. Fonte: Hirsch (2007).

Nota-se com essa breve introdução a respeito do desenvolvimento computacional de projetos e produtos que todas as fases estão interligadas, e, sendo assim, geometrias que impossibilitem a posterior manufatura devem ser descartadas desde a fase da modelagem. Todo o ciclo é interativo, e quando se tem esse fator em mente fica mais clara a importância do tratamento de problemas via soluções computacionais.

2.4 VALIDAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS

Integrando a classe dos métodos teóricos, na prática, a diferença entre os métodos analíticos e numéricos reside na complexidade das equações diferenciais que modelam o problema físico a ser resolvido. A importância das soluções analíticas está, muitas vezes, associada à sua utilização na validação de modelos numéricos.

Quando satisfatória e suficiente, isto é, dentro dos níveis de precisão exigidos, a solução analítica deve ser preferida à numérica, corroborando com a regra básica da engenharia que prima por adequar o uso da ferramenta à complexidade do problema abordado. No entanto, a inexistência de soluções analíticas conhecidas para grande parte das situações físicas reais e para as equações diferenciais que as modelam, justifica a opção pelo uso da abordagem experimental ou da computacional.

O caminho da engenharia moderna tem a simulação numérica desempenhando um papel decisivo nos custos e na qualidade de projetos, interagindo com a abordagem experimental.

Fator crítico a ser considerado quando da opção pela abordagem numérica é a qualidade dos resultados obtidos, uma vez que toda solução numérica contém erro. Portanto, a estimativa do erro numérico se torna fundamental para comprovar a confiabilidade da solução obtida, pois quando o erro é maior do que o aceitável o resultado perde sua credibilidade. A Figura 2.4.1 indica os erros cometidos em cada um dos métodos citados, a saber:

- Nos resultados experimentais: erros experimentais;
- Nas soluções analíticas: erros de modelagem; e
- Nas soluções numéricas: erros de modelagem e erros numéricos.

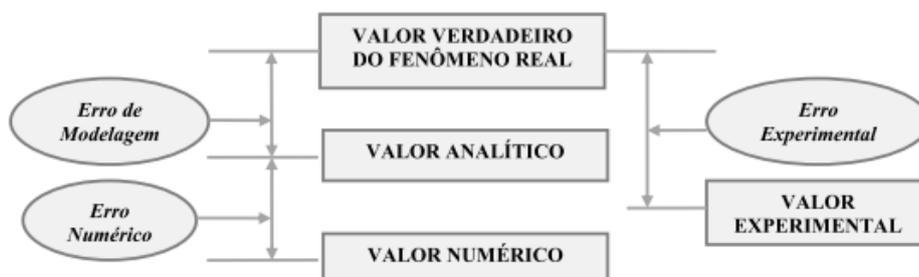


Figura 2.4.1: Erros associados às metodologias de resolução de problemas. Fonte: Alves (2010).

Conforme Alves (2010), o erro experimental é a diferença entre o valor verdadeiro de uma variável de interesse e o seu resultado experimental.

Já o erro de modelagem é a diferença entre o valor verdadeiro de uma variável de interesse e a sua solução analítica exata (Ferziger e Peric, 2002). É causado pelas simplificações feitas sobre o fenômeno real na concepção do modelo matemático. Os erros de modelagem afetam tanto as soluções analíticas quanto as numéricas, porque ambas se baseiam em modelos matemáticos.

O erro numérico é a diferença entre a solução analítica exata de uma variável de interesse e a sua solução numérica (Ferziger e Peric, 2002). O valor do erro numérico de uma variável de interesse em um determinado modelo matemático pode ser avaliado apenas quando a sua solução analítica é conhecida. A magnitude aceitável para o erro numérico depende da finalidade da solução numérica, dos recursos financeiros, do tempo para realizar as simulações e dos recursos computacionais disponíveis (Alves, 2010).

Depreende-se, portanto, que a solução numérica ideal é aquela igual à solução analítica exata do problema, ou seja, é aquela em que o erro numérico é nulo. Ferziger e Peric (2002) descrevem quatro fontes de erros numéricos:

- (i) Erro de discretização: diferença entre a solução exata das equações diferenciais parciais contínuas que modelam matematicamente o problema em consideração e o sistema de equações algébricas obtido após a discretização dessas;
- (ii) Erro de iteração: diferença entre a solução iterada e a exata para o sistema algébrico de equações, sendo que, de forma geral, o erro de iteração diminui com o aumento do número de iterações (Alves, 2010);
- (iii) Erro de arredondamento: ocorre devido à representação aritmética finita dos computadores digitais. Ele aumenta com a redução do tamanho dos elementos da malha, isto é, com o aumento do número de nós, elementos ou volumes da malha. É possível mitigar os efeitos do erro de arredondamento usando um número maior de dígitos significativos na computação; e
- (iv) Erro de programação: gerado na implementação do modelo numérico em um programa computacional e pela utilização do mesmo para a obtenção da solução numérica.

Tendo em vista os erros existentes, depois de aplicados os métodos numéricos a solução numérica deverá ser analisada para que se verifique se está correta. Conforme Maliska (2004), a qualidade do método numérico é atestada em dois níveis: no processo chamado **validação**

numérica, que consiste em comparar soluções numéricas com soluções analíticas e no processo chamado **validação física** que se preocupa com a fidelidade do modelo matemático ao problema físico. Assim, considera-se adequada e confiável a ferramenta numérica se esta resolve corretamente as equações diferenciais de um modelo matemático que representa com fidelidade determinado fenômeno físico.

Knupp e Salari (2003) descrevem a validação numérica como sendo o processo que demonstra quão corretamente um modelo numérico resolve a equação diferencial governante de um modelo matemático. A validação numérica é feita através de comparações entre os resultados numéricos e soluções de referência, que podem ser analíticas, numéricas ou experimentais. A validação física avalia quanto o modelo matemático se aproxima do fenômeno real em consideração, através de comparações com dados experimentais.

Conforme Alves (2010) pode-se concluir, portanto, que a validação numérica é uma atividade matemática relacionada à análise numérica, e que, a validação física, é uma atividade de engenharia.

Quando se resolve uma EDP numericamente, é natural que se questione se a solução calculada se aproxima da solução real (analítica) da EDP. Isso depende da consistência, estabilidade e convergência do esquema numérico empregado. Um método numérico é estável quando os erros ou perturbações na solução não são amplificados sem limite.

2.5 ASPECTOS RELACIONADOS ÀS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais de referência para a comparação com os resultados numéricos desta dissertação, visando sua validação física, foram obtidos por meio da utilização de extensômetros elétricos no âmbito de outros trabalhos realizados anteriormente e citados no estado na seção que elenca o estado da arte dos estudos relacionados ao presente trabalho.

De modo resumido, o extensômetro elétrico é um dispositivo utilizado para medir a deformação a partir da variação da sua resistência elétrica (ΔR). Seu funcionamento pode ser compreendido, portanto, como um resistor composto de uma finíssima camada de material condutor depositado sobre um isolante e acoplado à estrutura na qual se deseja avaliar as deformações. As variações dimensionais da estrutura são transmitidas mecanicamente ao extensômetro, que as transforma em variações equivalentes em sua resistência elétrica.

Os fabricantes de extensômetros elétricos utilizam uma constante de calibração para estes dispositivos conhecida como *gage factor* (S_g). Segundo Dally e Riley (1978) esta constante de calibração relaciona a variação da resistência elétrica (R) à deformação axial do extensômetro (ε_a).

$$S_g = \frac{\Delta R/R}{\varepsilon_a} \quad (2.17)$$

Em situações de estados biaxiais de tensões, a Eq. (2.17) não considera os efeitos de deformações transversais na variação da resistência elétrica do extensômetro, o que, por sua vez, incorpora erro no cálculo da deformação. Esta deformação é chamada de deformação aparente e necessita de correções em seu cálculo, o qual deverá considerar a sensibilidade transversal do extensômetro para representar de modo mais adequado a deformação real apresentada pela estrutura de interesse (Dally e Riley, 1978).

Deste modo, ensinam Dally e Riley (1978) que quando as deformações aparentes em ambas as direções são conhecidas, o conjunto de equações abaixo permite o cálculo das deformações reais axiais e transversais em função das deformações aparentes:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1 - \nu_0 K_t (\varepsilon'_{xx} - K_t \varepsilon'_{yy})}{1 - K_t^2} \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1 - \nu_0 K_t (\varepsilon'_{yy} - K_t \varepsilon'_{xx})}{1 - K_t^2} \quad (2.19)$$

A Eq. (2.20) apresenta o *gage factor* como uma função do Poisson (ν) do material, da sensibilidade transversal do extensômetro (K_t) e da sensibilidade do extensômetro à deformação axial (S_a).

$$S_g = S_a (1 - \nu_0 K_t) \quad (2.20)$$

As equações acima podem ser utilizadas para fazer a correção de resultados experimentais visando a validação física de resultados numéricos. Dally e Riley (1978) apresentam com mais detalhes e com maior profundidade a teoria relacionada aos extensômetros elétricos e à medição experimental.

3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve a metodologia adotada para a obtenção dos objetivos propostos, detalhando a sequência de passos utilizados para a inserção de dados no software utilizado e para a obtenção dos resultados.

Conforme Lakatos e Marconi (2003) o método é o conjunto das atividades sistemáticas e racionais que, com maior segurança e economia, permite alcançar o objetivo - conhecimentos válidos e verdadeiros, traçando o caminho a ser seguido, detectando erros e auxiliando as decisões do cientista. Assim, o presente capítulo busca abordar a sistemática de elaboração do trabalho para o alcance dos objetivos propostos.

Gil (2008) apresenta a classificação mais adotada quanto aos níveis de pesquisas: pesquisas exploratórias, pesquisas descritivas e pesquisas explicativas. Tendo em vista o objetivo geral proposto, e considerando as informações apresentadas até o momento, é possível classificar o presente trabalho como um tipo de pesquisa exploratória quanto ao seu objetivo.

Ainda, segundo Gil (2008), “as pesquisas exploratórias têm como principal finalidade desenvolver, esclarecer e modificar conceitos e ideias, tendo em vista a formulação de problemas mais precisos”. O autor ainda aborda o fato de, geralmente, este tipo de pesquisa envolver levantamento bibliográfico e documental, entrevistas não padronizadas e estudos de caso.

Quanto à técnica adotada, é possível destacar a utilização de um estudo de caso para a obtenção dos resultados e sua avaliação. Quanto ao estudo de caso, vale salientar que, segundo Gil (2008), ele é “caracterizado pelo estudo profundo e exaustivo de um ou de poucos objetos, de maneira a permitir o seu conhecimento amplo e detalhado”.

Já quanto ao tipo de análise, identifica-se como adequada a qualitativa, tendo em vista o tipo de pesquisa e técnica aplicadas. A análise dos dados nas pesquisas experimentais e nos levantamentos é essencialmente quantitativa, não ocorrendo o mesmo nos estudos de caso, cujos procedimentos analíticos são principalmente qualitativos. Desta forma, apesar de obter resultados numéricos por meio das simulações dos reparos concentrados – estudo de caso, as principais conclusões serão qualitativas.

Assim, em resumo, a presente pesquisa é exploratória, usando técnicas de pesquisa bibliográfica e estudos de caso, e adotando análises qualitativas. Desta forma, não visa a

obtenção de resultados quantitativos exatos, mas busca delinear tendências do comportamento de tubos com reparos concentrados por meio de resultados essencialmente qualitativos, adotando procedimentos tecnicamente adequados para permitir a confiabilidade dos resultados.

3.1 FLUXO DE DESENVOLVIMENTO NUMÉRICO

Nota-se, com a breve introdução a respeito do desenvolvimento computacional de projetos, feita no capítulo anterior, que todas as fases estão interligadas. Todo o ciclo é interativo, e quando se tem esse fator em mente fica mais clara a importância do tratamento de problemas via soluções computacionais.

Este trabalho está inserido neste contexto geral de soluções computacionais de situações reais, e trata especificamente da análise de mecânica dos sólidos em condição de carregamento estático. O diagrama da Figura 3.1.1 ilustra a sequência de atividades desenvolvidas para a obtenção dos resultados do trabalho.

O processo de modelagem geométrica, discretização e inserção de dados para o processamento, além de critérios usados para o pós-processamento, serão conteúdo deste capítulo. Já a fase de processamento e a apresentação de resultados serão assuntos dos capítulos seguintes, uma vez que dizem respeito à análise, visualização e conclusão a respeito dos resultados obtidos.

Importante destacar que o fluxo ilustrado na Figura 3.1.1 será aplicado para gerar dois grandes grupos de resultados, na sequência apresentada a seguir:

- i. **Validação:** primeiramente para a obtenção de resultados que permitam uma comparação com trabalhos realizados anteriormente, visando validar a modelagem realizada, ou seja, a modelagem geométrica, as condições de contorno, as condições iniciais impostas para a solução do problema, a malha de elementos finitos e a modelagem de compósitos no software ANSYS Mechanical APDL.

Para isto, foram utilizados os resultados experimentais obtidos por Maia (2003) nos casos indicados na Tabela 3.1 para fins de proceder às análises da validação física – comparação com valores experimentais, e os resultados das equações da teoria das membranas para proceder às análises referentes à validação numérica, já que a modelagem geométrica do tubo fornece um valor que se enquadra nas hipóteses de tubos de paredes finas ($D_i/t > 20$).

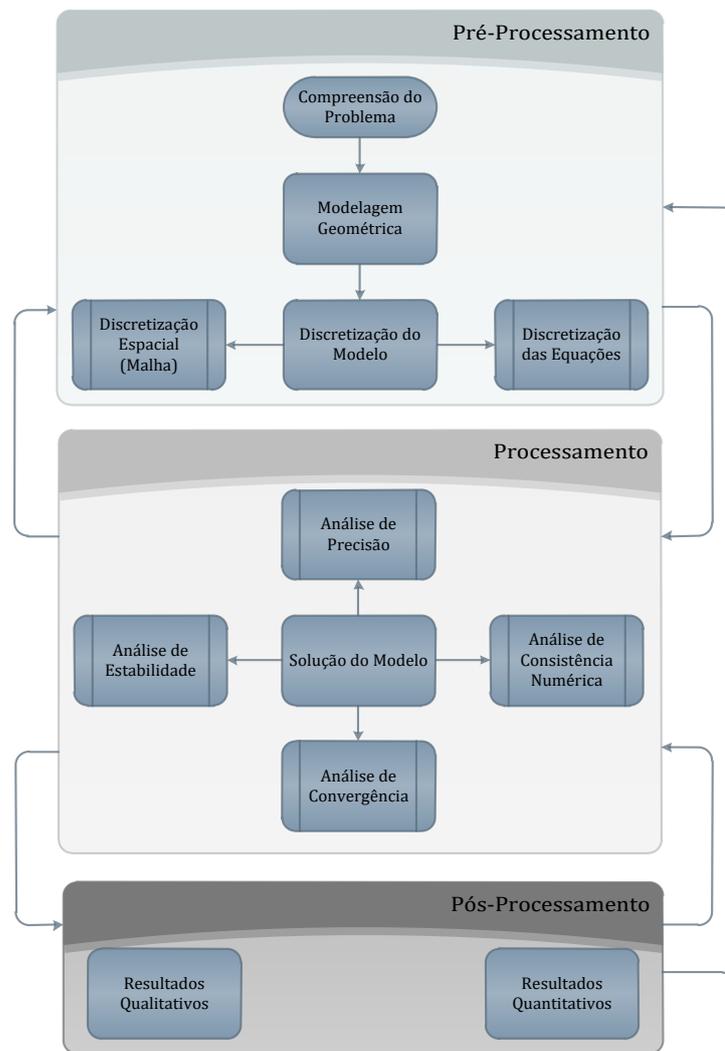


Figura 3.1.1: Fluxo de desenvolvimento do trabalho.

Tabela 3.1: Tubos ensaiados por Gilmar (2003) e utilizados para a validação física e numérica.

Tubo	Diâmetro interno	Espessura	Comprimento	Caracterização
Tubo 1	97,36 mm	2,00 mm	1.000 mm	Íntegro
Tubo 2	76,15 mm	2,10 mm	1.000 mm	Íntegro
Tubo 3	76,15 mm	1,60 mm	1.000 mm	Desbastado
Tubo 4	97,36 mm	1,5 mm	1.000 mm	Reparado 360°
Tubo 6	76,15 mm	1,60 mm	1.000 mm	Reparado 360°

Os resultados para a validação, apresentados no próximo capítulo, foram gerados por meio de aproximadamente 100 simulações usando um processador Intel® Core™ i7-2630QM CPU @2.00GHz com memória RAM instalada de 8,00 GB em um sistema

operacional Windows 10 Pro de 64 bits, passando, cada uma delas, pelas etapas ilustradas na Figura 3.3.1.

- ii. **Reparos concentrados:** obtidos os resultados da etapa anterior, adotou-se o padrão de malha, condições de contorno e condições iniciais da modelagem feita na etapa de validação do tubo para realizar simulações com aplicação de reparos compósitos em regiões próximas a um eventual dano superficial, em ângulos inferiores a 360° - reparos concentrados.

O problema para o qual se deseja uma solução adequada, conforme já citado no capítulo de introdução, é o problema da corrosão que surge em tubos metálicos. Quando a superfície metálica se desgasta pela perda de camadas devido à corrosão, os tubos necessitam de reparos. Os reparos atualmente utilizados são feitos de materiais compósitos, que de modo geral possuem custo elevado.

Os reparos concentrados, neste trabalho, são aqueles que simulam a aplicação de um reparo em arcos de ângulos de 45° e 90° sobre a superfície do tubo na direção circunferencial, desbastada para simular perda de material pela corrosão ou qualquer outro problema superficial que tenha gerado diminuição da espessura da parede. A prática usual é a aplicação de reparos em toda a região circunferencial do tubo ao longo do comprimento necessário. Visando atacar o problema sob a perspectiva da redução de custos e do restabelecimento das propriedades mecânicas, neste trabalho a modelagem computacional é levada adiante através dos seguintes procedimentos:

- a. Simulação do tubo íntegro;
- b. Simulação do tubo desbastado em 360° na direção circunferencial;
- c. Simulação do tubo reparado em 360° na direção circunferencial;
- d. Simulação do tubo desbastado em uma região concentrada na direção circunferencial (30° e 60°);
- e. Simulação do tubo reparado apenas na região circunferencial de interesse (45° e 90°) visando analisar o restabelecimento da rigidez mecânica com a aplicação dos reparos;

Por meio da sequência acima será possível verificar, por meio de resultados na região elástica, se os reparos concentrados podem ser utilizados para restaurar a rigidez do tubo em situações em que não há necessidade de usar reparos ocupando 360° na direção circunferências. Será possível também analisar a influência do

ângulo de aplicação do reparo na direção circunferencial sobre a restauração da rigidez mecânica do tubo.

Os resultados dos reparos concentrados, apresentados no próximo capítulo, foram gerados por meio de aproximadamente 80 simulações, cada uma com tempo computacional de cerca de 3 minutos de processamento, usando um processador Intel® Core™ i7-2630QM CPU @2.00GHz com memória RAM instalada de 8,00 GB em um sistema operacional Windows 10 Pro de 64 bits, passando, cada uma delas, pelas etapas ilustradas na Figura 3.1.1.

As seções seguintes apresentarão a metodologia em detalhes para permitir um entendimento completo dos resultados gerados nesta dissertação.

3.2 PREMISSAS DE TRABALHO

Esta seção abordará as premissas que serão adotadas na modelagem computacional dos tubos, advindas de resultados obtidos em trabalhos anteriores. Desta forma, a experiência numérica e experimental já acumulada no desenvolvimento de reparos compósitos para aplicação em tubos de aço carbono será aproveitada neste trabalho, partindo do estado da arte atual, otimizando assim o tempo de desenvolvimento desta dissertação para manter o foco nos resultados dos reparos concentrados.

O trabalho desenvolvido por Thomazi (2006) será aproveitado na etapa de pré-processamento das simulações, sendo útil na adoção de duas premissas:

- i. A autora utilizou propriedades de resistência mecânica alteradas, cerca de 100 vezes maiores, no módulo de elasticidade e resistência a tração do aço, a partir de uma proximidade de 80 mm das extremidades dos tubos, visando impedir que o programa de simulação utilizado verificasse uma falha, e parasse, devido aos efeitos de concentração de tensões nos engastamentos e tampas nos resultados da simulação numérica, permitindo focar a avaliação dos resultados na região desbastada e reparada com compósitos. Assim, uma vez que o foco deste trabalho é a análise dos resultados da aplicação de compósitos sobre a região desbastada, adotou-se propriedades mecânicas 100 vezes maiores para o aço AISI 1010 a partir de uma distância de 80 mm das extremidades dos tubos simulados.
- ii. A autora também elaborou as relações para a obtenção da espessura de compósito necessária para substituir a espessura retirada de aço, permitindo assim restaurar a rigidez do tubo na região desbastada. A relação obtida pela autora permite calcular

por meio da Equação 2.11 a espessura ideal para o reparo compósito. Considerando, portanto, as propriedades do aço AISI 1010 e do compósito de fibra de carbono, apresentadas na Tabela 1.2, a espessura ideal de compósito para aplicar sobre o tubo desbastado deveria ser de 4,3 mm. No entanto, em função de experimentos feitos por Felippes (2007; 2010), considerando a espessura das lâminas aplicadas de 0,5 mm, neste trabalho a espessura a ser aplicada sobre a região desbastada será de 4,5 mm.

Os trabalhos desenvolvidos por Felippes (2007; 2010) geraram os seguintes *inputs* para a modelagem computacional e simulações deste trabalho:

- i. A autora realizou simulações e verificou que o comprimento ideal para o reparo é aquele que abrange todo o comprimento do desbaste, e uma região de 25% adicional para cada lado. Assim, este trabalho adotará esta premissa na modelagem computacional para o comprimento de aplicação do reparo. Além disso, por analogia, será adotado reparo em um ângulo 50% superior ao ângulo da região desbastada na direção circunferencial. Ou seja, será aplicado reparo em um comprimento total de 150 milímetros, uma vez que o comprimento desbastado é de 100 mm, em um ângulo de 90° no caso do desbaste em 60° e em um ângulo de 45° no caso do desbaste em 30° na direção circunferencial.
- ii. Em decorrência de aplicar o reparo no comprimento desbastado e também em um comprimento extra de 50%, sendo de 25% para cada lado da extremidade desbastada, a autora também verificou que a situação ideal é manter a espessura constante em relação ao eixo axi-simétrico do tubo. Portanto, a espessura de reparo na porção de 50% além do comprimento do desbaste deve ser tal que a espessura total se mantenha constante. Assim, aplicou-se uma espessura de 4,5 milímetros de reparo na região desbastada, e de 3,0 milímetros na região não desbastada (sobresspessura).
- iii. Por fim, como aspecto de interesse deste trabalho, a autora observou que é possível substituir, sem prejuízo na resistência mecânica do duto, 0,5 mm de reparo de fibra de carbono por 0,5 mm de reparo de fibra de vidro. Além disso, uma vez que a fibra de carbono pode gerar o efeito de corrosão no tubo de aço, em função de reações eletro-químicas, observou-se que o ideal é aplicar a lâmina de fibra de vidro diretamente sobre o tubo, retirando assim o contato indesejado entre a fibra de carbono e o aço. É importante complementar que esta substituição também reduz o

estrangulamento do tubo e permite reduzir o custo, uma vez que o compósito de fibra de vidro é mais barato que o de fibra de carbono.

3.3 MODELAGEM GEOMÉTRICA

A Tabela 3.1 apresentou a geometria dos tubos a serem simulados a fim de obter a validação necessária à obtenção dos resultados para os reparos concentrados. Esta seção, portanto, restringe-se a apresentar a modelagem geométrica para a realização das simulações visando obter resultados dos reparos concentrados.

As propriedades mecânicas de todos os materiais utilizados neste trabalho encontram-se na Tabela 1.2. A Figura 3.3.1 ilustra o tubo íntegro de aço AISI 1010, desbastado e reparado em 360° na direção circunferencial. As informações geométricas associadas à Figura 3.3.1 encontram-se dispostas na Tabela 3.2.



Figura 3.3.1: Tubo íntegro, desbastado e reparado em 360° na direção circunferencial.

O desbaste aplicado na geometria segue o conceito da máxima aproximação com a situação real na qual os tubos passam por um processo de desbaste superficial das paredes externas sujeitas à corrosão para a posterior aplicação do reparo. Após a realização do desbaste é aplicado o reparo compósito híbrido sobre a superfície desbastada.

No entanto, em algumas situações a corrosão não afeta toda a região circunferencial dos tubos. Nestes casos, o ideal é que se avalie a possibilidade da aplicação dos reparos apenas na região próxima aos danos ocasionados pela corrosão. Para isso, a região de interesse deve ser previamente desbastada. Este estudo de caso é o interesse deste trabalho.

Tabela 3.2: Dimensões do tubo íntegro, desbastado e reparado em 360°.

Dimensões	
Comprimento do tubo (c_t)	500 mm
Diâmetro interno do tubo (d_i)	100 mm
Diâmetro externo do tubo (d_e)	105 mm
Espessura da parede metálica (t_t)	2,5 mm
Espessura do desbaste (t_d)	1,5 mm
Comprimento do desbaste (c_d)	100 mm
Ângulação do desbaste (θ_d)	360° na direção circunferencial
Posição do desbaste (z_d)	200 – 300 mm
Comprimento do reparo (c_r)	150 mm
Posição do reparo (z_r)	175 – 325 mm
Espessura do reparo híbrido (t_{rh})	4,5 mm na área desbastada (0,5 mm fibra de vidro e 4,0 mm de fibra de carbono) 3,0 mm na área não desbastada (0,5 mm fibra de vidro e 2,5 mm de fibra de carbono)

A Figura 3.3.2 mostra o tubo desbastado apenas na região em que se concentra a corrosão, neste caso específico, um desbaste em uma região circunferencial de 60°. A representação visual do tubo com desbaste de 30° e seu respectivo reparo é similar à situação apresentada na figura abaixo.

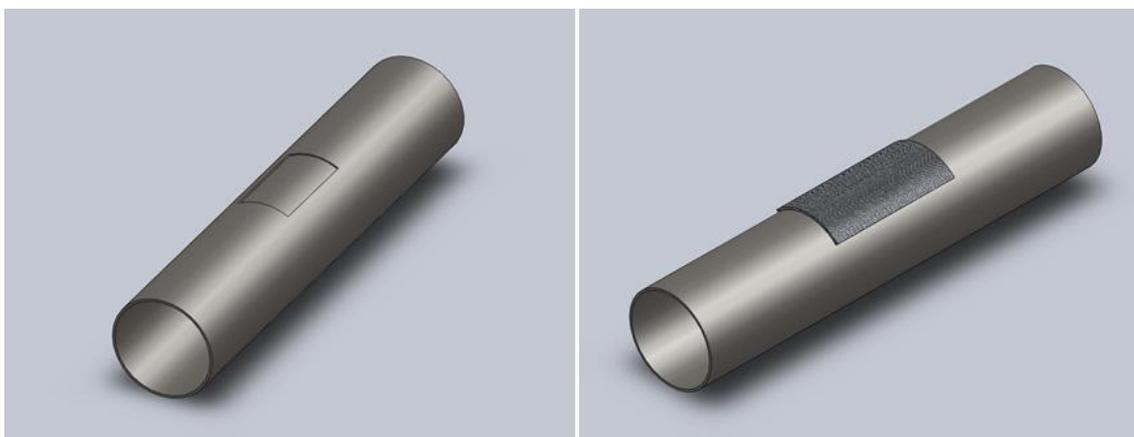


Figura 3.3.2: Tubo desbastado em uma região circunferencial de 60° e reparado.

As informações geométricas associadas à Figura 3.3.2 encontram-se dispostas na Tabela 3.3. A Tabela 3.3 também apresenta as informações geométricas para o tubo com desbaste de 30° na direção circunferencial e seu respectivo reparo de 45°.

Tabela 3.3: Dimensões do tubo desbastado a 60°, 30° e reparados.

Dimensões	
Comprimento do tubo (c_t)	500 mm
Diâmetro interno do tubo (d_i)	100 mm
Diâmetro externo do tubo (d_e)	105 mm
Espessura da parede metálica (t_i)	2,5 mm
Espessura do desbaste (t_d)	1,5 mm
Comprimento do desbaste (c_d)	100 mm
Angulação do desbaste (θ_d)	Tubo 1: 60° na direção circunferencial Tubo 2: 30° na direção circunferencial
Posição do desbaste (z_d)	200 – 300 mm
Comprimento dos reparos (c_r)	150 mm
Posição dos reparos (z_r)	175 – 325 mm
Angulação dos reparos (θ_r)	Tubo 1: 90° na direção circunferencial Tubo 2: 45° na direção circunferencial
Espessura reparo híbrido (t_{rh})	4,5 mm na área desbastada (0,5 mm fibra de vidro e 4,0 mm de fibra de carbono) 3,0 mm na área não desbastada (0,5 mm fibra de vidro e 2,5 mm de fibra de carbono)

As figuras e informações apresentadas nesta seção compõem toda a modelagem geométrica da etapa de pré-processamento necessária para o avanço nos procedimentos do fluxo apresentado na Figura 3.1.1. Cabe ressaltar que as premissas apresentadas anteriormente, referentes aos resultados de trabalhos anteriores, foram utilizadas para a modelagem dos tubos em suas diversas configurações.

A partir da modelagem geométrica apresentada a etapa seguinte, de discretização do modelo, pode ser apresentada.

3.4 DISCRETIZAÇÃO DO MODELO

O modelo computacional do tubo para a verificação da aplicabilidade de reparos concentrados é descrito nesta seção. Cumpre destacar que o arquivo fonte gerado no pré-processamento das simulações encontra-se anexo a este trabalho (Anexo I).

Para a criação da geometria do tubo no ambiente ANSYS Mechanical APDL foi adotada a seguinte sequência:

- i. Foram criados pontos, em um plano, usando coordenadas cartesianas, a partir dos quais foram gerados arcos com ângulos de 180° , ou seja, semicírculos, divididos em 12 segmentos de 15° . Os semicírculos foram posicionados na direção axial de modo a contemplar metade do comprimento do tubo, permitindo a identificação de seções para aplicações de condições específicas, tais como as propriedades alteradas do tubo na região próxima à extremidade, a aplicação de reparos no comprimento na região não desbastada, a realização do desbaste e a aplicação de reparos sobre a região desbastada.
- ii. Então, foram criadas linhas para conectar os arcos, de modo a possibilitar a criação de áreas e, conseqüentemente, de volumes.

A Figura 3.4.1 ilustra o desenvolvimento descrito nas duas primeiras etapas citadas acima.

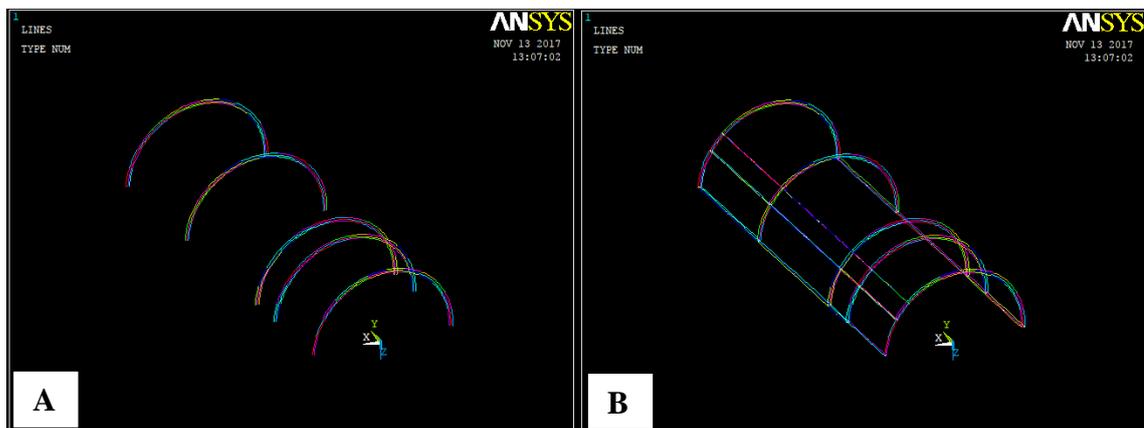


Figura 3.4.1: Ilustração das etapas da criação do modelo computacional: etapa i. ilustrada em A; e etapa ii. ilustrada em B.

- iii. Foram geradas as áreas e volumes da metade do tubo e definidos seus atributos, como, propriedades do material, tipo de elemento finito para a geração da malha. Ao todo, na metade do tubo foram obtidas 95 áreas e 23 volumes. A malha foi gerada resultando em 124.850 elementos na metade do tubo. A Figura 3.4.2 ilustra o desenvolvimento descrito nas etapas iii. e iv.
- iv. Então, o modelo foi refletido, usando um comando de simetria no eixo Y, gerando a geometria e a respectiva malha da totalidade do tubo a ser processado para a obtenção dos resultados.

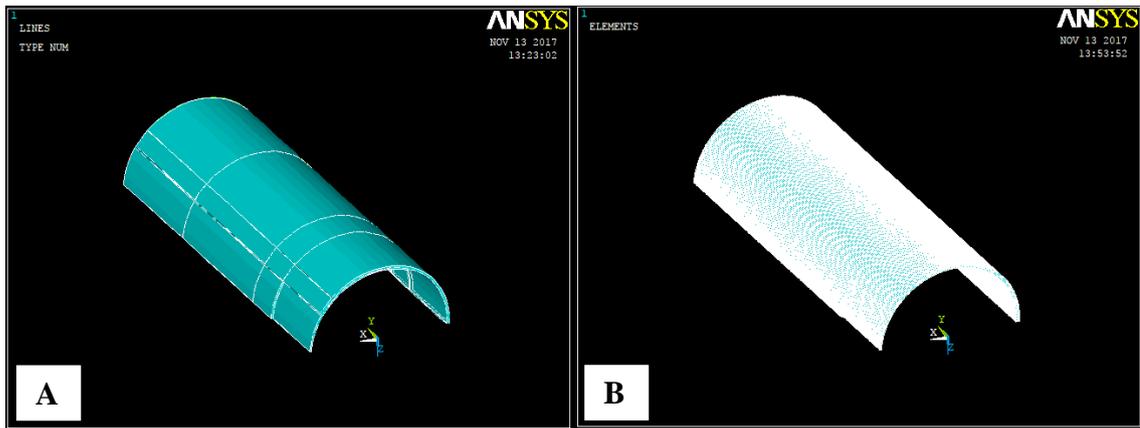


Figura 3.4.2: Ilustração das etapas da criação do modelo computacional: etapa iii. ilustrada em A; e etapa iv. ilustrada em B.

- v. Após isso, uma vez que uma das metades foi gerada mediante a operação de simetria a partir da outra metade, realizou-se a junção, ou mesclagem, dos nós dos elementos de conexão entre as duas superfícies, bem como procedeu-se à eliminação de duplicidades nas interfaces entre os elementos usados para a geração da malha. Estas operações foram feitas por meio da operação “merge”. Foram então obtidos 189 áreas, 46 volumes e 249.700 elementos na malha.
- vi. Por fim, foram aplicadas as condições de contorno para o processamento do modelo. Em todos os casos da verificação dos reparos concentrados foi usada uma pressão interna de 0,5 MPa sobre as superfícies internas do semicilindro, que garante o modelo ser testado em condições em que não há falha. Nos nós das bordas laterais do semicilindro adotou-se condição de contorno de simetria. Uma das extremidades do semicilindro foi engastada, para simular as restrições de translação e rotação de uma tampa flangeada. Na outra extremidade livre foi simulada uma restrição que permite apenas translação na direção axial e foi aplicada uma tensão de tração correspondente à tensão longitudinal decorrente da aplicação da pressão interna no tubo.

A Figura 3.4.3 ilustra a malha de elementos finitos do semicilindro e as condições de contorno aplicadas para o processamento do modelo computacional. É possível verificar que a malha de elementos finitos foi refinada a partir das extremidades dos tubos em direção à sua porção central, de modo a obter mais elementos na região de aplicação dos reparos, uma vez que ali se encontram os resultados de maior interesse neste trabalho.

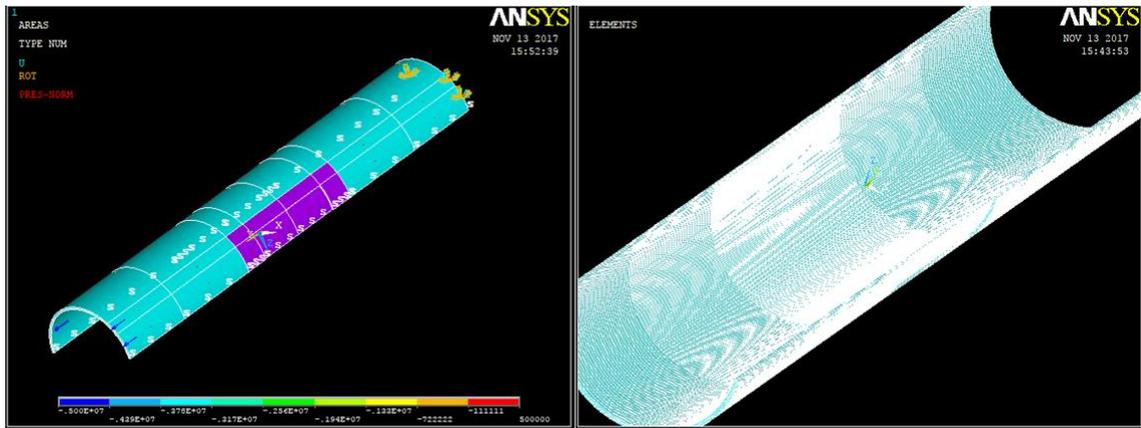


Figura 3.4.3: Condições de contorno e malha de elementos finitos.

A Figura 3.4.4 mostra, em detalhe, a malha na região da aplicação do reparo. As cores, neste modelo, representam os tipos de elementos usados na malha e os tipos de materiais. No caso, a cor mais clara ilustra o aço AISI 1010 e a cor mais escura ilustra a aplicação do reparo de material compósito híbrido. Os elementos utilizados estão destacados na Figura 3.4.5

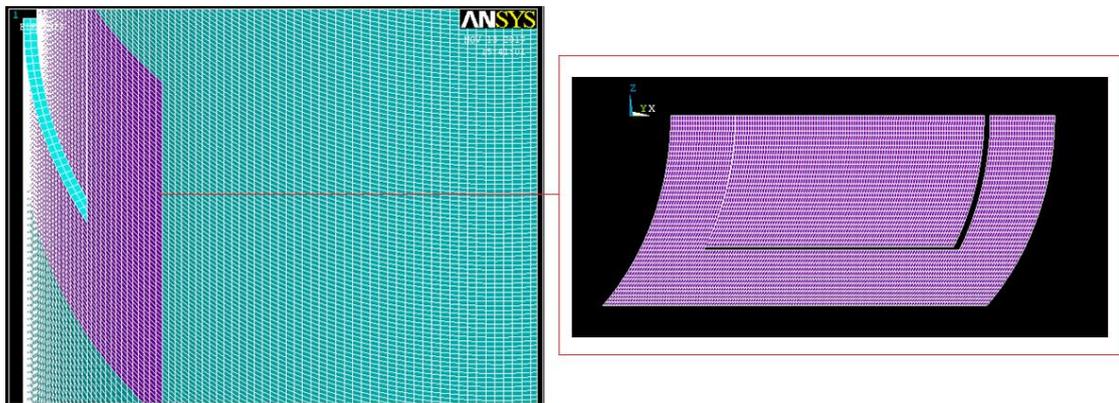


Figura 3.4.4: Malha na região da aplicação do reparo.

O elemento SOLID185 é usado para modelar estruturas sólidas, como é o caso do tubo a ser simulado. Possui oito nós, conforme ilustrado na Figura 3.4.5, localizados nos seus vértices, sendo que cada um deles possui três graus de liberdade. O elemento SHELL181 é adequado para analisar estruturas de cascas finas a moderadamente espessas. É um elemento de quatro nós com seis graus de liberdade em cada nó: translações nas direções x, y e z e rotações sobre os eixos x, y e z. É possível utilizá-lo como membrana, caso em que o elemento possui apenas graus de liberdade de translação. Este elemento pode ser usado para aplicações de modelagem de laminados de compósitos, motivo pelo qual foi selecionado. Para compreender

as propriedades do elemento e a forma da sua modelagem, consultar o manual do usuário do Ansys 14.0 (Ansys 14.0 Help).

Os reparos compósitos utilizados foram os reparos híbridos, descritos na Tabela 3.2 e na Tabela 3.3, com a lâmina inicial sendo de compósito vidro-epóxi, e as demais de carbono-epóxi, na quantidade necessária a reduzir o estufamento percebido em cada caso simulado. Todas as lâminas utilizadas possuem a espessura de 0,5 mm. As propriedades dos compósitos encontram-se dispostas na Tabela 1.2. Os laminados foram orientados de modo a garantir que sua direção 1 estivesse alinhada com a direção circunferencial do tubo, uma vez que nesta direção as tensões são críticas.

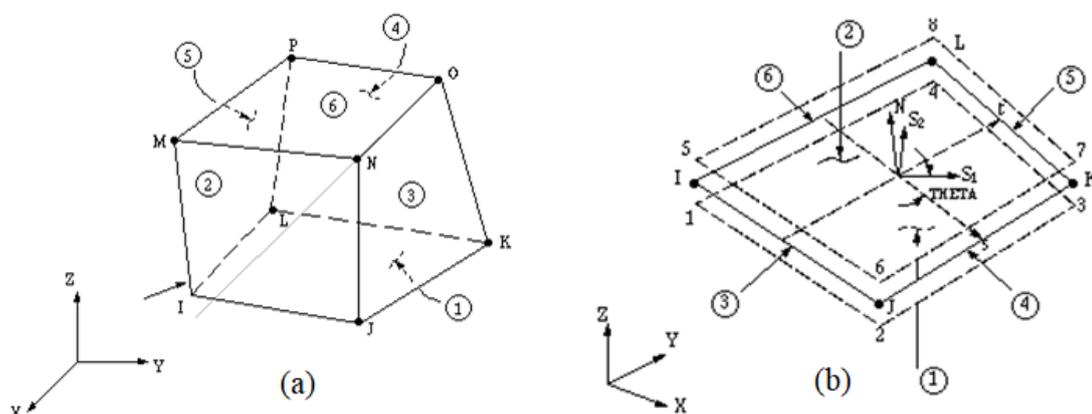


Figura 3.4.5: (a) Elemento SOLID185; (b) Elemento SHELL181.

É importante observar a posição equivalente dos nós dos tipos de elementos escolhidos, minimizando a ocorrência de erros por motivos numéricos relacionados à desconectividade dos nós na interface entre a superfície do tubo e a superfície do material compósito aplicado. Por outro lado, o programa tem que ser informado para unir os nós da superfície de contato entre o sólido e a casca, cujas posições coincidam, ação que foi realizada na sexta etapa da modelagem computacional, por meio da operação “merge”.

Após a realização do processamento, os dados foram extraídos ao longo da área de simetria, no raio médio do aço, em um comprimento totalizando 200 milímetros na porção central dos tubos, entre as posições 150 milímetros e 350 milímetros. Os dados extraídos ao longo desta porção foram usados para gerar os gráficos apresentados no próximo capítulo.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos por meio da metodologia descrita no Capítulo 3, obedecendo a sequência ali proposta para o alcance dos objetivos do trabalho. Primeiramente serão apresentados resultados de comparação com estudos anteriores, visando demonstrar a validação física e numérica do modelo computacional. Na segunda parte serão apresentados resultados dos tubos com reparos concentrados.

4.1 VALIDAÇÃO

Conforme esclarecido na revisão teórica, os resultados numéricos devem ser avaliados, quanto à sua validade e correção, por meio de comparações com resultados analíticos e experimentais.

4.1.1 Tubos Íntegros

Tendo em vista a utilização dos resultados alcançados por Maia (2003) para proceder às análises da validação física dos resultados deste trabalho, quando possível foram também utilizadas as equações advindas da teoria das membranas e/ou das cascas aplicadas sobre os tubos testados por Maia para obter comparações entre resultados numéricos e analíticos.

A Tabela 4.1 e a Tabela 4.2 apresentam a comparação dos resultados obtidos nas simulações numéricas com resultados analíticos para os tubos íntegros utilizados por Maia para a obtenção de deformações circunferenciais e longitudinais em bancada de testes sob pressão interna de 0,1 MPa.

Tabela 4.1: Resultados da deformação circunferencial para o tubo 1 sob pressão de 0.1 MPa.

Nós	Numérico	Analítico	Erro
200	2,9697E-05	2,891E-05	2,73%
500	2,9286E-05	2,891E-05	1,31%
1.800	2,9175E-05	2,891E-05	0,93%
2.800	2,9161E-05	2,891E-05	0,88%
5.100	2,9150E-05	2,891E-05	0,84%
10.580	2,9143E-05	2,891E-05	0,82%
18.800	2,9141E-05	2,891E-05	0,81%
41.100	2,9139E-05	2,891E-05	0,80%
88.440	2,9129E-05	2,891E-05	0,77%
135.432	2,9129E-05	2,891E-05	0,77%

Tabela 4.2: Resultados da deformação longitudinal para o tubo 2 sob pressão de 0.1 MPa.

Nós	Numérico	Analítico	Erro
200	4,3118E-06	4,384E-06	1,65%
500	4,2987E-06	4,384E-06	1,95%
1.800	4,2959E-06	4,384E-06	2,01%
2.800	4,2956E-06	4,384E-06	2,02%
5.100	4,2951E-06	4,384E-06	2,03%
10.580	4,2948E-06	4,384E-06	2,03%
18.800	4,2947E-06	4,384E-06	2,04%
41.100	4,4477E-06	4,384E-06	1,45%
88.440	4,4477E-06	4,384E-06	1,45%
135.432	4,4477E-06	4,384E-06	1,45%

A Figura 4.1.1 apresenta a comparação dos resultados das deformações circunferenciais e longitudinais entre as simulações e as soluções analíticas para os tubos íntegros (tubo 1 e tubo 2) sob pressão interna de 0,1 MPa.

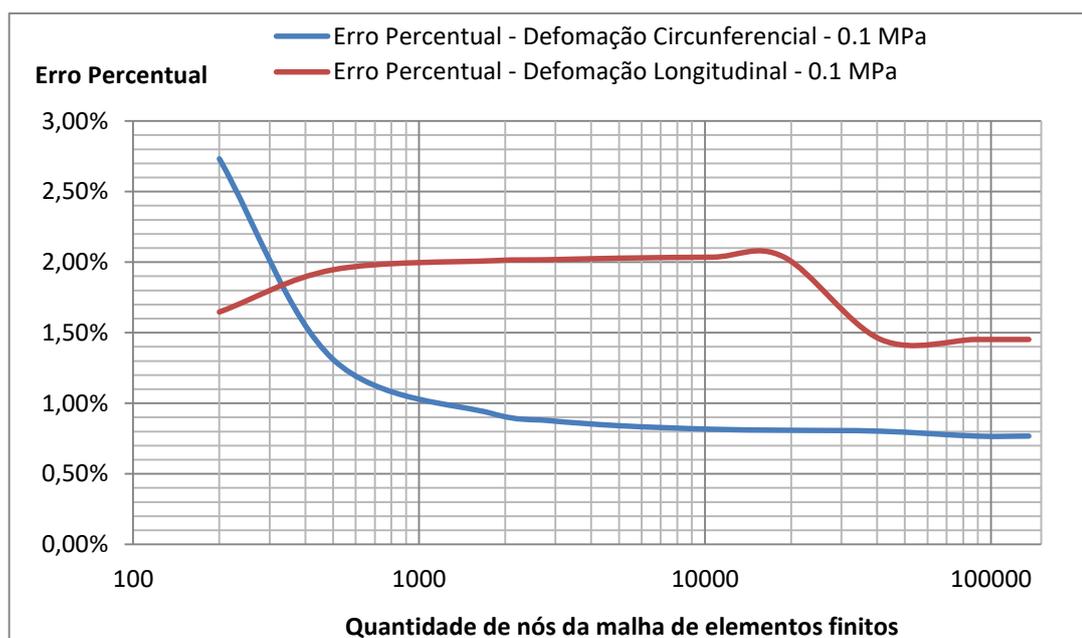


Figura 4.1.1: Comparação entre resultados numéricos e analíticos nos tubos íntegros (P=0.1Mpa)

Uma análise Figura 4.1.1 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais reduz com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos. O erro máximo obtido é de 2,73% quando foram utilizados 200 nós na malha. Constatase que, variando a quantidade de nós entre 1.000 e 100.000, o erro numérico decai linearmente, mantendo-se constante em 0,77% a partir de 88.440 nós na malha de elementos finitos.

O pequeno erro percentual entre os resultados numéricos e analíticos para a deformação circunferencial nos tubos íntegros, bem como a invariabilidade destes resultados, são fatores que indicam que, para este caso concreto, a validação numérica é obtida com o uso de, aproximadamente, 88.440 nós na malha de elementos finitos.

Ainda, é possível observar que o erro numérico associado às deformações longitudinais é da ordem de 1,41% a partir do processamento utilizando 41.100 nós na malha, valor este considerado suficiente para o alcance da convergência e validação numérica para as deformações longitudinais nos tubos íntegros.

A Tabela 4.3 e Tabela 4.4 apresentam a comparação dos resultados obtidos nas simulações numéricas com os resultados experimentais de deformações circunferenciais e longitudinais obtidos por Maia (2003) para os tubos íntegros sob pressão interna de 0,2 MPa.

Tabela 4.3: Resultados da deformação circunferencial para o tubo 1 sob pressão de 0.2 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
200	5,9395E-05	5,7000E-05	4,20%
500	5,8571E-05	5,7000E-05	2,76%
1.800	5,8350E-05	5,7000E-05	2,37%
2.800	5,8323E-05	5,7000E-05	2,32%
5.100	5,8299E-05	5,7000E-05	2,28%
10.580	5,8287E-05	5,7000E-05	2,26%
18.800	5,8281E-05	5,7000E-05	2,25%
41.100	5,8278E-05	5,7000E-05	2,24%
88.440	5,8258E-05	5,7000E-05	2,21%
135.432	5,8257E-05	5,7000E-05	2,21%

Tabela 4.4: Resultados da deformação longitudinal para o tubo 2 sob pressão de 0.2 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
200	8,6236E-06	9,000E-06	4,18%
500	8,5974E-06	9,000E-06	4,47%
1.800	8,5918E-06	9,000E-06	4,54%
2.800	8,5911E-06	9,000E-06	4,54%
5.100	8,5902E-06	9,000E-06	4,55%
10.580	8,5896E-06	9,000E-06	4,56%
18.800	8,5894E-06	9,000E-06	4,56%
41.100	8,8955E-06	9,000E-06	1,16%
88.440	8,8954E-06	9,000E-06	1,16%
135.432	8,8954E-06	9,000E-06	1,16%

A Figura 4.1.2 apresenta a comparação dos resultados das deformações circunferenciais e longitudinais entre as simulações e os experimentos realizados nos tubos íntegros sob pressão interna de 0,2 MPa.

Uma análise da Figura 4.1.2 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais reduz com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos. O erro máximo obtido é de 4,20% quando foram utilizados 200 nós na malha. Constata-se que, variando a quantidade de nós entre 1.000 e 100.000, o erro numérico decai linearmente, mantendo-se constante em 2,21% a partir de 88.440 nós na malha de elementos finitos.

O pequeno erro percentual entre os resultados numéricos e experimentais para a deformação circunferencial, bem como a invariabilidade destes resultados, são fatores que indicam que, para este caso concreto, conforme conceitos teóricos apresentados no capítulo de revisão da literatura, a validação física é obtida com o uso de, aproximadamente, 88.440 nós na malha de elementos finitos no tubo íntegro.

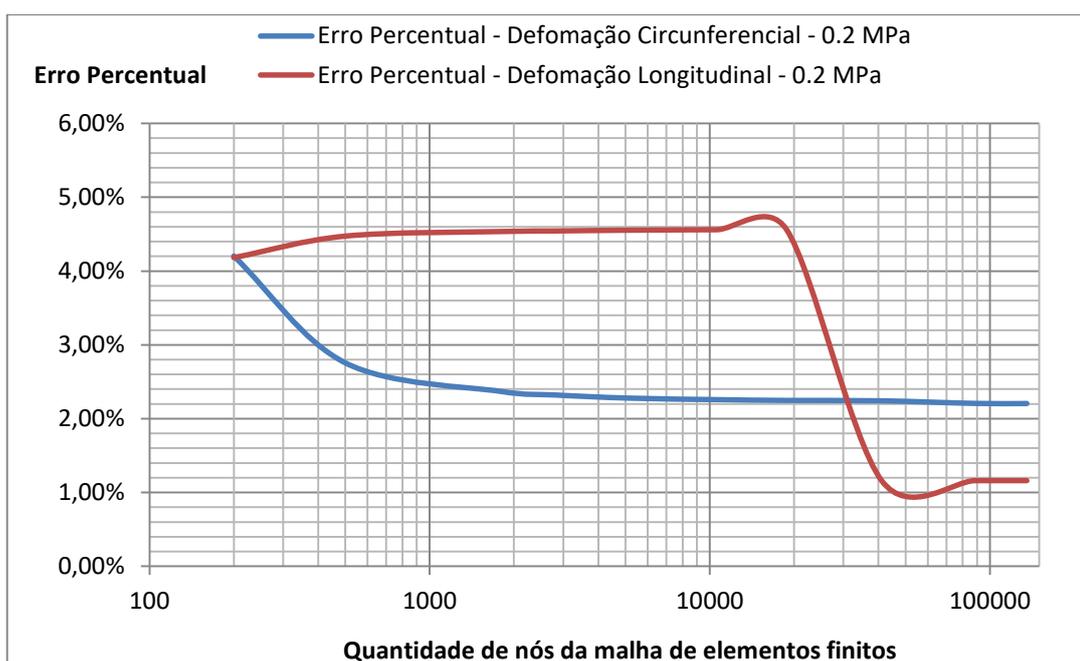


Figura 4.1.2: Comparação entre resultados numéricos e experimentais nos tubos íntegros (P=0.2Mpa).

Ainda, é possível observar que o erro numérico associado às deformações longitudinais é da ordem de 1,16% a partir do processamento utilizando 41.100 nós na malha, valor este considerado suficiente para o alcance da convergência e validação física para as deformações longitudinais nos tubos íntegros.

4.1.2 Tubos Desbastados

A Tabela 4.5 e a Tabela 4.6 apresentam a comparação dos resultados obtidos nas simulações numéricas com resultados analíticos para o tubo desbastado (tubo 3) utilizado por Maia para a obtenção de deformações circunferenciais e longitudinais em bancada de testes sob pressão interna de 0,5 MPa.

O pequeno erro percentual entre os resultados numéricos e analíticos para a deformação circunferencial no tubo desbastado, bem como a invariabilidade destes resultados, são fatores que indicam que, para este caso concreto, a validação numérica é obtida com o uso de, aproximadamente, 12.500 nós na malha de elementos finitos. Ainda, é possível observar que o erro numérico associado às deformações longitudinais é inferior a 1,74% a partir do processamento utilizando 12.500 nós na malha, e da ordem de 1,70% quando utilizados 75.000 nós, valores estes considerados suficientes para o alcance da convergência e validação numérica para as deformações longitudinais no tubo desbastado.

A Figura 4.1.3 apresenta a comparação dos resultados das deformações circunferenciais e longitudinais entre as simulações e as soluções analíticas para o tubo desbastado sob pressão interna de 0,5 MPa.

Uma análise da Figura 4.1.3 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais e longitudinais, quando comparado com os resultados analíticos, reduz e se estabiliza com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos. O erro máximo obtido é de 5,27% quando foram utilizados 200 nós na malha. Constatase que, variando a quantidade de nós entre 1.000 e 75.000, o erro numérico decai linearmente, mantendo-se constante em 0,81% a partir de 12.500 nós na malha de elementos finitos.

Tabela 4.5: Resultados da deformação circunferencial para o tubo 3 sob pressão de 0.5 MPa.

Nós	Numérico	Analítico	Erro	Numérico	Experimental	Erro
200	1,5189E-04	1,443E-04	5,27%	1,5189E-04	1,500E-04	1,26%
800	1,4824E-04	1,443E-04	2,74%	1,4824E-04	1,500E-04	1,17%
2.400	1,4572E-04	1,443E-04	1,00%	1,4572E-04	1,500E-04	2,85%
3.400	1,4540E-04	1,443E-04	0,78%	1,4540E-04	1,500E-04	3,07%
6.000	1,4536E-04	1,443E-04	0,75%	1,4536E-04	1,500E-04	3,09%
12.500	1,4545E-04	1,443E-04	0,81%	1,4545E-04	1,500E-04	3,03%
48.000	1,4546E-04	1,443E-04	0,82%	1,4546E-04	1,500E-04	3,03%
60.000	1,4545E-04	1,443E-04	0,81%	1,4545E-04	1,500E-04	3,03%
75000	1,4545E-04	1,443E-04	0,81%	1,4545E-04	1,500E-04	3,03%

O pequeno erro percentual entre os resultados numéricos e analíticos para a deformação circunferencial no tubo desbastado, bem como a invariabilidade destes resultados, são fatores que indicam que, para este caso concreto, a validação numérica é obtida com o uso de, aproximadamente, 12.500 nós na malha de elementos finitos.

Ainda, é possível observar que o erro numérico associado às deformações longitudinais é inferior a 1,74% a partir do processamento utilizando 12.500 nós na malha, e da ordem de 1,70% quando utilizados 75.000 nós, valores estes considerados suficientes para o alcance da convergência e validação numérica para as deformações longitudinais no tubo desbastado.

Tabela 4.6: Resultados da deformação longitudinal para o tubo 3 sob pressão de 0.5 MPa.

Nós	Numérico	Analítico	Erro	Numérico	Experimental	Erro
200	2,8120E-05	2,937E-05	4,27%	2,8120E-05	2,500E-05	12,48%
800	2,8545E-05	2,937E-05	2,82%	2,8545E-05	2,500E-05	14,18%
2.400	2,9077E-05	2,937E-05	1,01%	2,9077E-05	2,500E-05	16,31%
3.400	2,9056E-05	2,937E-05	1,08%	2,9056E-05	2,500E-05	16,22%
6.000	2,8962E-05	2,937E-05	1,40%	2,8962E-05	2,500E-05	15,85%
12.500	2,8862E-05	2,937E-05	1,74%	2,8862E-05	2,500E-05	15,45%
48.000	2,8867E-05	2,937E-05	1,73%	2,8867E-05	2,500E-05	15,47%
60.000	2,8871E-05	2,937E-05	1,71%	2,8871E-05	2,500E-05	15,48%
75000	2,8875E-05	2,937E-05	1,70%	2,8875E-05	2,500E-05	15,50%

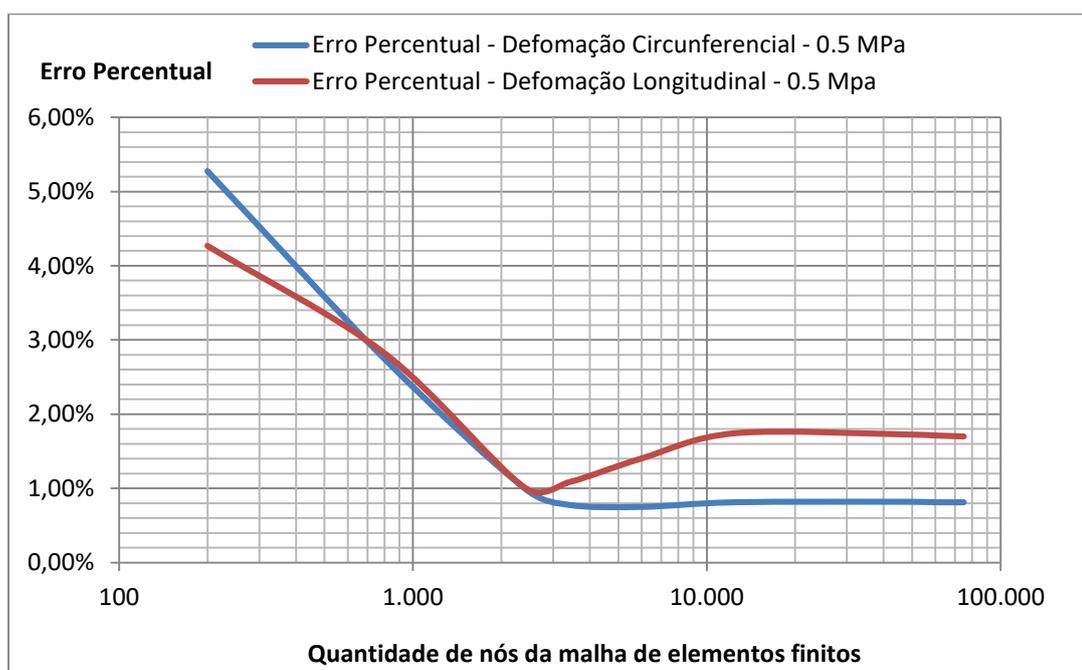


Figura 4.1.3: Comparação entre resultados numéricos e analíticos para o tubo desbastado (0.5 MPa).

A Figura 4.1.4 apresenta a comparação dos resultados das deformações circunferenciais e longitudinais entre as simulações e os experimentos realizados no tubo desbastado sob pressão interna de 0,5 MPa.

Uma análise da Figura 4.1.4 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais varia com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos. O erro estabilizado é obtido a partir do uso de 12.500 nós na malha de elementos finitos e vale 3,03%, mantendo-se invariável com o aumento do número de nós na malha. O pequeno erro percentual entre os resultados numéricos e experimentais para a deformação circunferencial, bem como a invariabilidade destes resultados, são fatores que indicam que, para este caso concreto, conforme conceitos teóricos apresentados no capítulo de revisão da literatura, a validação física da deformação circunferencial é obtida com o uso de, aproximadamente, 12.500 nós na malha de elementos finitos no tubo desbastado.

No que tange aos erros numéricos associados às deformações longitudinais, os resultados experimentais apresentados na Tabela 4.6, em contraste com os resultados analíticos apresentados na Tabela 4.5, diferem dos resultados numéricos em valores da ordem de 15,45% a 15,50% com a quantidade de nós variando entre 12.500 e 75.000.

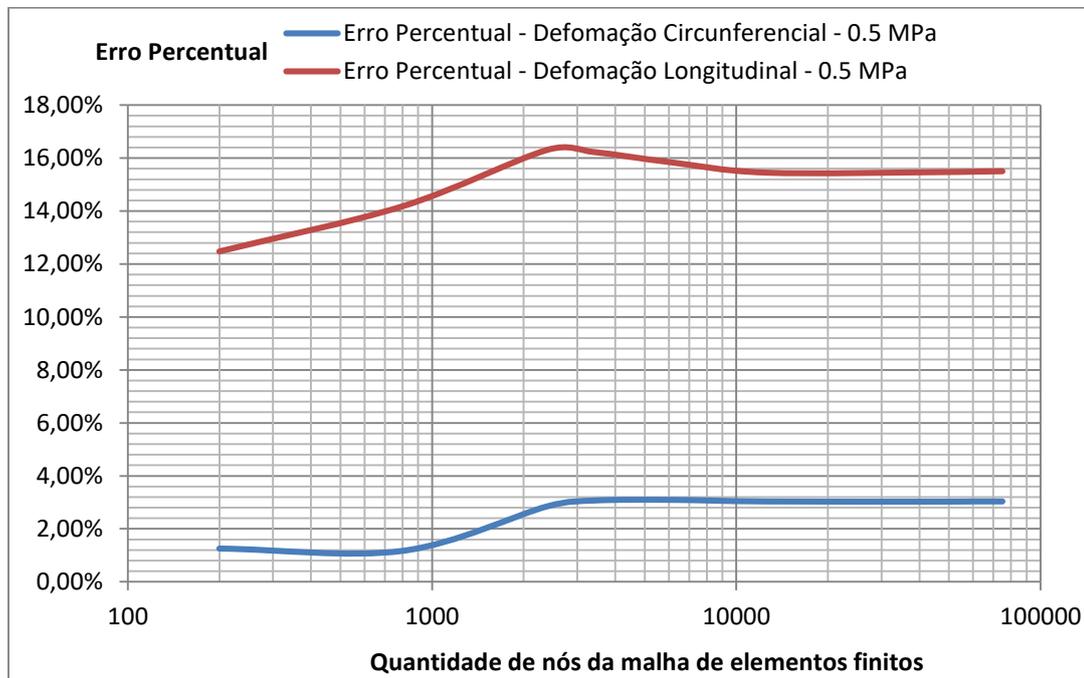


Figura 4.1.4: Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o tubo desbastado (0.5MPa).

Entende-se que a discrepância verificada entre os resultados numéricos e experimentais pode estar relacionada tanto a erros nas medições experimentais, os quais não se podem

mensurar devido à ausência de barras de erros nos resultados experimentais, como a eventuais erros no cálculo das deformações experimentais, que podem surgir em função de deformações transversais não consideradas pelos extensômetros utilizados, conforme revisão teórica apresentada anteriormente.

Tendo em vista os baixos erros percentuais entre os resultados analíticos e numéricos apresentados nos gráficos da Figura 4.1.3, associados às discrepâncias verificadas entre as medições e os resultados analíticos das deformações longitudinais, conclui-se que os resultados numéricos caracterizam a situação física de modo adequado e que os erros nos resultados das deformações longitudinais do tubo desbastado devem-se às incorreções nos resultados experimentais.

4.1.3 Tubos Reparados

As tabelas abaixo apresentam a comparação dos resultados obtidos nas simulações numéricas com resultados experimentais para o tubo 4 utilizado por Maia para a obtenção de deformações circunferenciais e longitudinais em bancada de testes sob pressão interna de 0,4 MPa.

Tabela 4.7: Resultados da deformação circunferencial para o tubo 4 sob pressão de 0.4 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
2.700	1,1451E-04	1,240E-04	7,65%
4.200	1,1462E-04	1,240E-04	7,56%
7.400	1,1471E-04	1,240E-04	7,49%
15.500	1,1476E-04	1,240E-04	7,45%
27.300	1,1479E-04	1,240E-04	7,43%
38.500	1,1480E-04	1,240E-04	7,42%
60.000	1,1481E-04	1,240E-04	7,41%
75.000	1,1481E-04	1,240E-04	7,41%
83.000	1,1481E-04	1,240E-04	7,41%
94.000	1,1481E-04	1,240E-04	7,41%

Uma análise da Figura 4.1.5 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais e longitudinais, quando comparado com os resultados experimentais, reduz e se estabiliza com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos.

Tabela 4.8: Resultados da deformação longitudinal para o tubo 4 sob pressão de 0.4 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
2.700	2,4949E-05	2,650E-05	5,85%
4.200	2,4959E-05	2,650E-05	5,82%
7.400	2,4968E-05	2,650E-05	5,78%
15.500	2,4970E-05	2,650E-05	5,77%
27.300	2,4970E-05	2,650E-05	5,77%
38.500	2,4969E-05	2,650E-05	5,78%
60.000	2,4969E-05	2,650E-05	5,78%
75.000	2,4969E-05	2,650E-05	5,78%
83.000	2,4968E-05	2,650E-05	5,78%
94.000	2,4968E-05	2,650E-05	5,78%

O erro máximo obtido para as deformações circunferenciais é de 7,65% quando utilizados 2.700 nós na malha. Constata-se que, variando a quantidade de nós entre 4.200 e 94.000, o erro comparativo entre o resultado experimental e o numérico decai linearmente, mantendo-se constante em 7,41% a partir de 60.000 nós na malha de elementos finitos.

No que tange ao erro comparativo entre resultados experimentais e numéricos para as deformações longitudinais do tubo 4, o erro máximo é 5,85% quando utilizados 2.700 nós. Este erro decai linearmente, mantendo-se constante em aproximadamente 5,78% a partir de 7.400 nós na malha de elementos finitos.

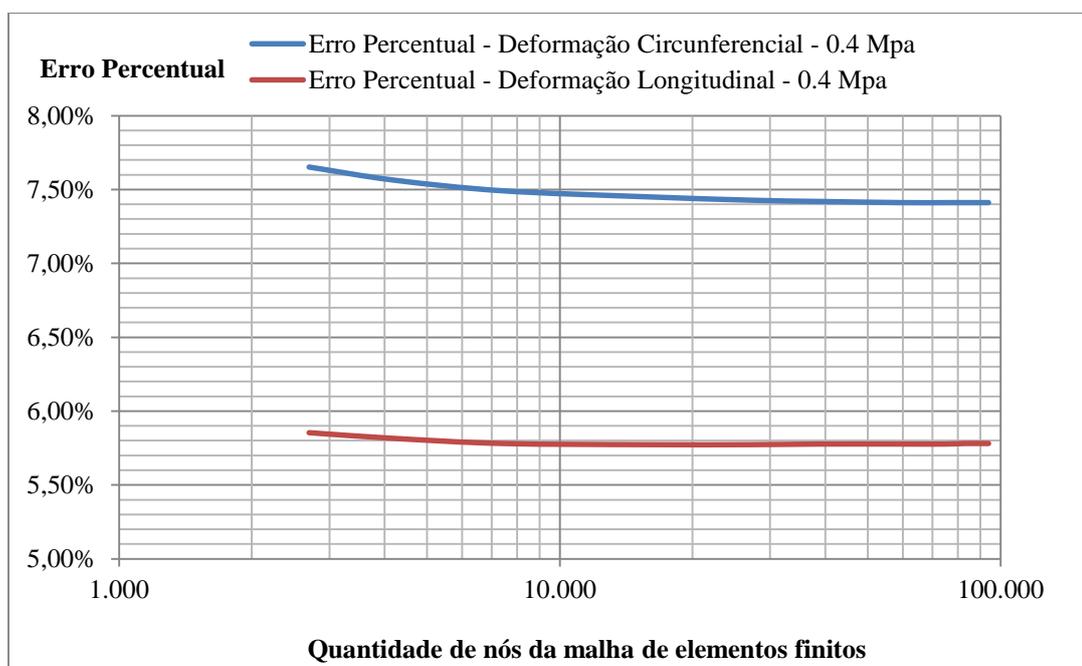


Figura 4.1.5: Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o tubo 4 (reparado).

Já a Tabela 4.9 e Tabela 4.10 apresentam a comparação dos resultados obtidos nas simulações numéricas com resultados experimentais para o tubo 6 utilizado por Maia para a obtenção de deformações circunferenciais e longitudinais em bancada de testes sob pressão interna de 0,2 MPa.

Tabela 4.9: Resultados da deformação circunferencial para o tubo 6 sob pressão de 0.2 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
200	4,1090E-05	0,000044	6,61%
400	4,1946E-05	0,000044	4,67%
800	4,2243E-05	0,000044	3,99%
2400	4,2495E-05	0,000044	3,42%
3400	4,2529E-05	0,000044	3,34%
6000	4,2575E-05	0,000044	3,24%
12500	4,2603E-05	0,000044	3,18%
22500	4,2615E-05	0,000044	3,15%
48000	4,2622E-05	0,000044	3,13%
60000	4,2624E-05	0,000044	3,13%
75000	4,2625E-05	0,000044	3,13%

Tabela 4.10: Resultados da deformação longitudinal para o tubo 6 sob pressão de 0.2 MPa.

Nós	Numérico	Experimental	Erro
200	9,2998E-06	0,0000105	11,43%
400	9,4044E-06	0,0000105	10,43%
800	9,4376E-06	0,0000105	10,12%
2400	9,4692E-06	0,0000105	9,82%
3400	9,4715E-06	0,0000105	9,80%
6000	9,4762E-06	0,0000105	9,75%
12500	9,4781E-06	0,0000105	9,73%
22500	9,4788E-06	0,0000105	9,73%
48000	9,4791E-06	0,0000105	9,72%
60000	9,4791E-06	0,0000105	9,72%
75000	9,4792E-06	0,0000105	9,72%

Uma análise da Figura 4.1.6 permite observar que o erro numérico associado ao valor das deformações circunferenciais e longitudinais, quando comparado com os resultados experimentais, reduz e se estabiliza com o incremento do número de nós da malha de elementos finitos.

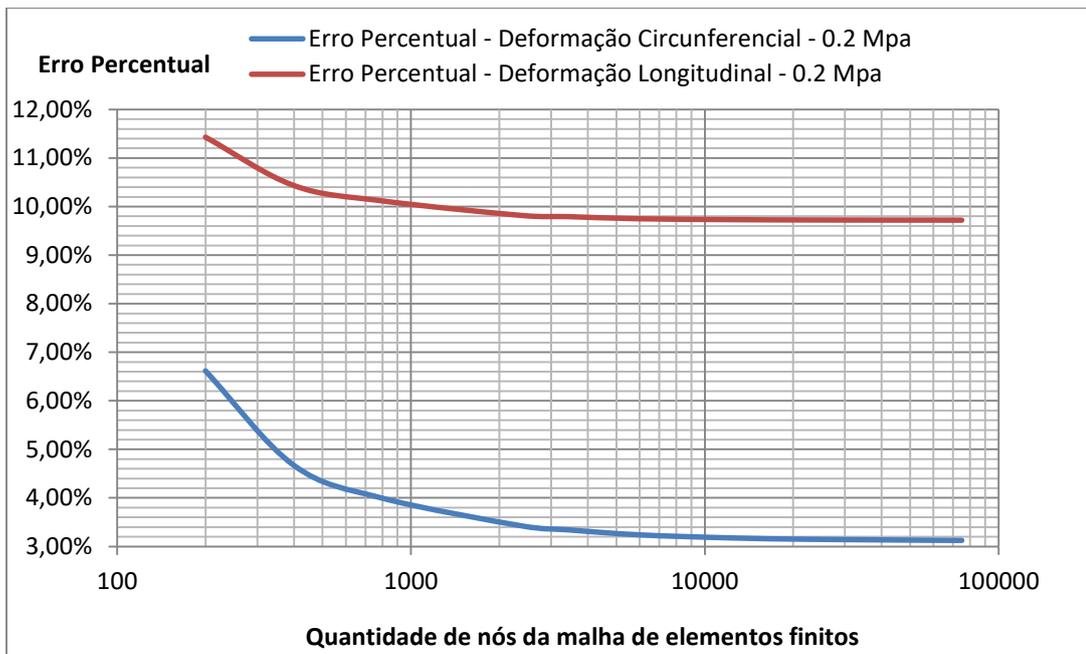


Figura 4.1.6: Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o tubo 6 (reparado).

O erro máximo obtido para as deformações circunferenciais é de 6,61% quando utilizados 200 nós na malha. Constata-se que, variando a quantidade de nós entre 800 e 48.000, o erro comparativo entre o resultado experimental e o numérico decai linearmente, mantendo-se constante em 3,13% a partir de 48.000 nós na malha de elementos finitos.

No que tange ao erro comparativo entre resultados experimentais e numéricos para as deformações longitudinais do tubo 6, o erro máximo é 11,43% quando utilizados 200 nós. Este erro decai com o incremento de nós na malha, mantendo-se constante em aproximadamente 9,72% a partir de 48.000 nós na malha de elementos finitos.

Mais uma vez, importa ressaltar, quanto aos resultados referentes aos tubos reparados, que não há barras de erros nos resultados experimentais para aferir se os resultados numéricos obtidos se encontram dentro das faixas limítrofes dos resultados medidos.

Ainda, comenta-se que a amplitude dos erros entre os resultados numéricos e experimentais pode ter sido influenciada por eventuais erros no cálculo das deformações experimentais, que podem surgir em função de deformações transversais não consideradas pelos extensômetros utilizados, conforme revisão teórica apresentada anteriormente.

Por outro lado, uma análise agregada dos resultados obtidos para os tubos 4 e 6, permite concluir que as simulações numéricas são capazes de obter com boa aproximação as deformações nos tubos reparados.

4.2 REPAROS PROJETADOS

Tendo em vista os resultados obtidos durante a validação, em que se constata que a situação com os reparos aplicados sobre os tubos em um ângulo de 360° pode ser resolvida numericamente com boa aproximação, esta seção apresenta os resultados obtidos por meio da metodologia proposta, que busca comparar a capacidade de restauração da rigidez dos reparos concentrados com os reparos de 360°, tendo como referência a rigidez dos tubos íntegros.

4.2.1 Tubos íntegros

Por meio da metodologia proposta, a Figura 4.2.1 e a Figura 4.2.2 apresentam, respectivamente, os gráficos da tensão de von Mises e deslocamentos radiais e axiais na região de interesse, obtidas numericamente como resposta à aplicação de uma pressão interna em um tubo íntegro.

Verifica-se a tensão constante em toda a região de interesse do tubo íntegro, com o consequente resultado constante para o deslocamento radial e a taxa constante de aumento do deslocamento axial. Cumpre ressaltar que os resultados são apresentados apenas para a região que compreende os 200 milímetros centrais do tubo.

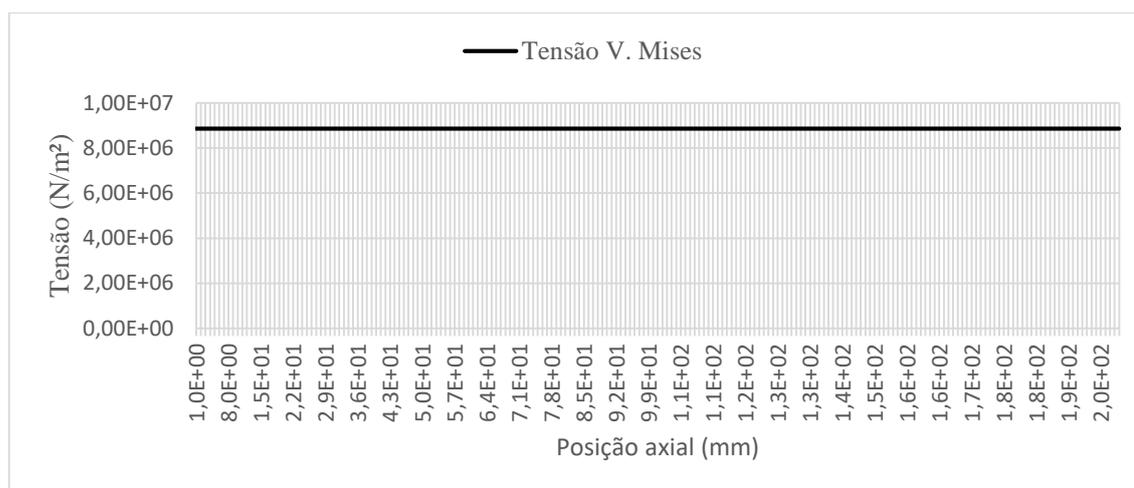


Figura 4.2.1: Resultados da tensão de von Mises para o tubo íntegro em regime elástico (0,5 MPa).

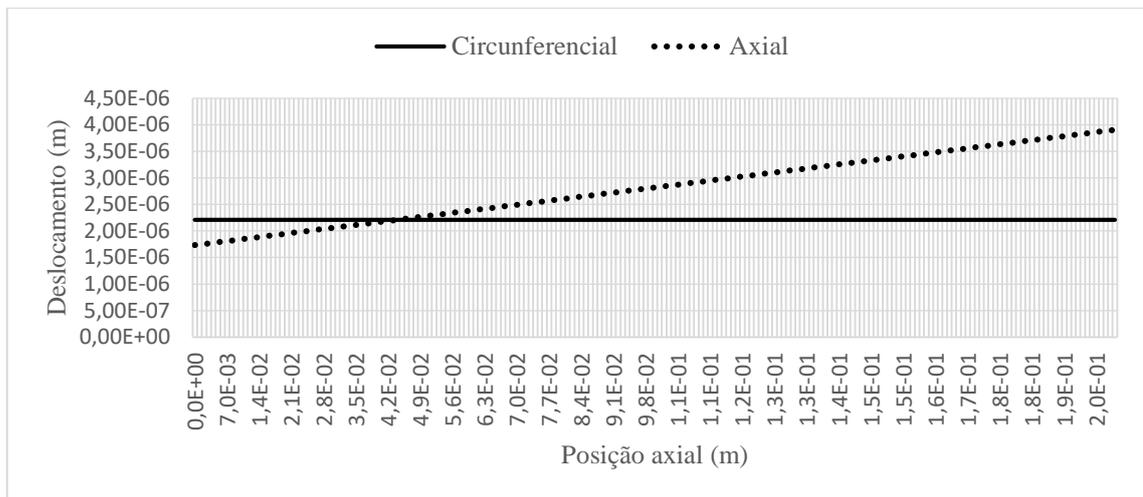


Figura 4.2.2: Resultados dos deslocamentos para o tubo íntegro em regime elástico (0,5 MPa).

A Tabela 4.11 apresenta de modo resumido os resultados exatos obtidos numericamente para as tensões e deslocamentos visualizados nos gráficos anteriores, sendo que o resultado do deslocamento axial apresentado é o valor na posição final da região de interesse.

Tabela 4.11: Resultados para o tubo íntegro em regime elástico, com pressão interna de 0,5 MPa (S.I.)

Nós	Tensão v. Mises [Pa]	Desl. Radial [m]	Desl. Axial [m]
117600	8,87E+06	2,21E-06	4,3091E-05

4.2.2 Tubos desbastados e reparados a 360°

A Figura 4.2.3, a Figura 4.2.4 e a Figura 4.2.5 apresentam as informações, respectivamente, da tensão de von Mises, do deslocamento radial e do deslocamento axial do tubo desbastado e com aplicação de reparo em um ângulo de 360° na direção circunferencial. Foram aplicadas 9 lâminas de reparo com ângulo de 360°, segundo as informações da Tabela 3.2. A Tabela 4.12 apresenta de forma resumida os resultados numéricos extraídos ponto central do tubo na posição do seu raio médio.

Tabela 4.12: Resultados para o tubo reparado em 360°, com 9 lâminas e pressão interna de 0,5 MPa.

Situação	Desl. Circ. [m]	Desl. Axial [m]	Tensão v. Mises [Pa]
Íntegro	2,21E-06	2,82E-06	8,87E+06
Desbastado 360°	5,40E-06	3,91E-06	2,19E+07
Reparado 360°	2,93E-06	3,43E-06	1,23E+07

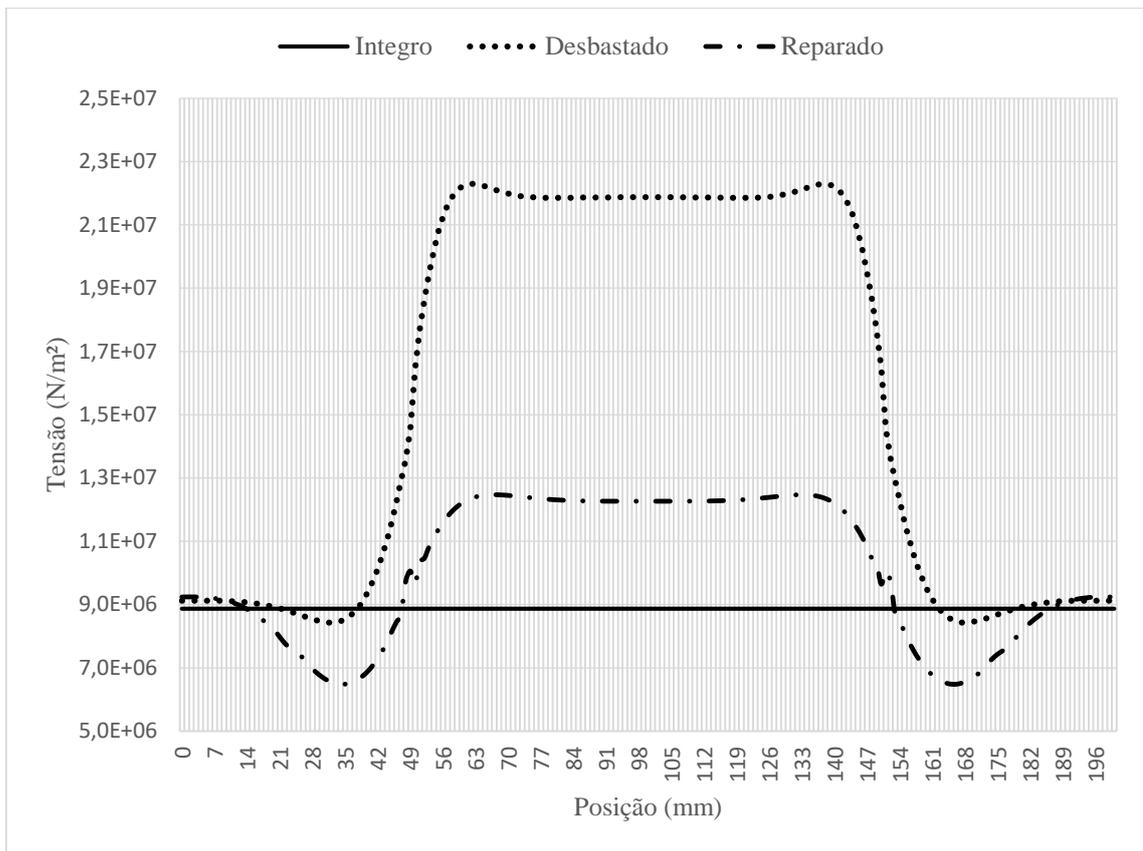


Figura 4.2.3: Tensão de v. Mises para o tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 9 lâminas (0,5 MPa).

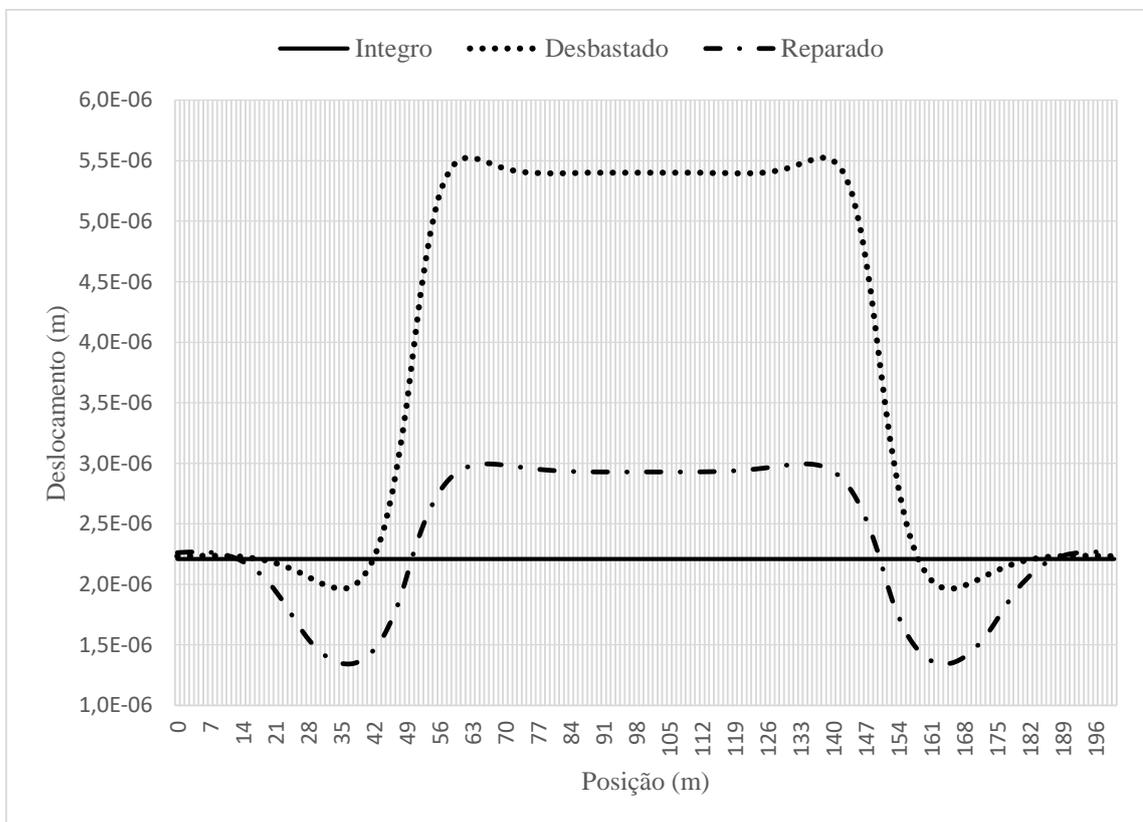


Figura 4.2.4: Deslocamento radial do tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 9 lâminas (0,5 MPa).

Como resultado de maior interesse para o atendimento dos objetivos deste trabalho, grande parte dos resultados e comentários serão focados no deslocamento radial. É possível verificar, pelo gráfico da Figura 4.2.4, que nas adjacências das extremidades do desbaste são verificadas leves contrações no diâmetro do tubo (estragulamento), que são ampliadas em função do aumento da rigidez causada pela aplicação da sobresspessura de reparo sobre a região íntegra. Além disso, observa-se que o ponto central do tubo pode ser considerado, com boa aproximação, como o ponto de máximo deslocamento radial, motivo pelo qual os dados apresentados nas tabelas correspondem exatamente àqueles do centro do tubo.

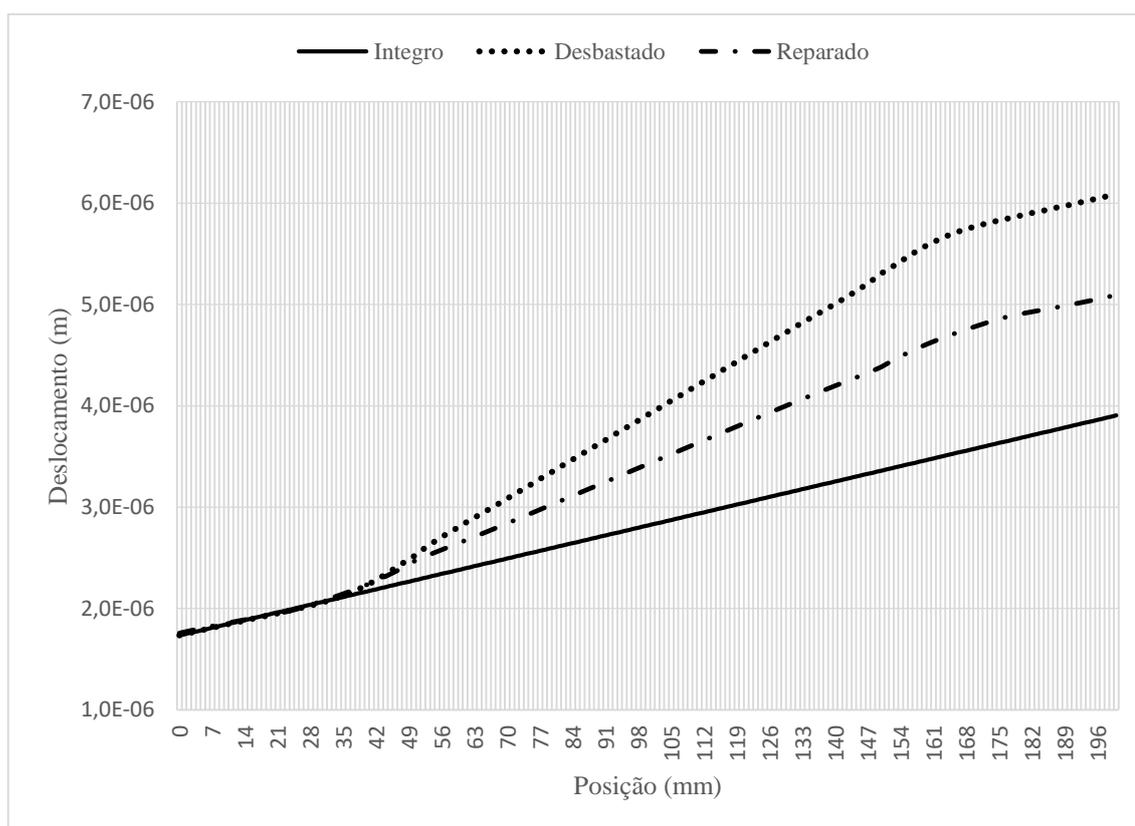


Figura 4.2.5: Deslocamento axial do tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 9 lâminas (0,5 MPa).

Verifica-se que é possível reduzir a tensão resultante, o estufamento e a inclinação da curva do deslocamento axial na região desbastada em função da aplicação das lâminas de reparo. Em termos numéricos, após o desbaste, o deslocamento radial no ponto central do tubo aumentou 145%. Após a inclusão das 9 lâminas de reparo, com fibras orientadas na direção circunferencial, o percentual foi reduzido para 33%. Este resultado indica que a utilização dessa quantidade de lâminas não é suficiente para restaurar toda a rigidez do tubo, ou seja, a indicação do resultado da equação 2.11 é apenas um norte inicial para a aplicação do reparo compósito,

mas não se mostrou como totalmente adequado para restaurar a condição inicial de rigidez sob a ótica do estufamento da região central do tubo.

Quanto à Tensão de von Mises no aço, a utilização de 9 lâminas de reparo permitiu a obtenção de um resultado que fosse 38% superior ao valor do tubo íntegro, face a um valor 147% superior na situação desbastada, resultado que também demonstra a redução considerável dos esforços na região central do tubo. Já o deslocamento axial teve sua variação, em relação a do tubo íntegro, reduzida de 39% no caso desbastado para 21% no caso com utilização das 9 lâminas de reparo. Deste modo, foram realizadas simulações adicionais visando obter a quantidade de lâminas que restaurassem a condição de rigidez do tubo íntegro na posição central do tubo.

Evoluindo na inclusão de lâminas, observa-se que a utilização de 13 lâminas restaura por inteiro a situação de estufamento do aço na posição central do tubo, reduzindo as tensões mecânicas a valores também muito próximos àqueles do tubo no estado íntegro. A Tabela 4.13 destaca os resultados na porção central do tubo. A Figura 4.2.6, Figura 4.2.7 e Figura 4.2.8 apresentam os resultados gráficos da distribuição das tensões e deslocamentos com a utilização de 13 lâminas.

Tabela 4.13: Resultados para o tubo reparado em 360°, com 13 lâminas e pressão interna de 0,5 MPa.

Situação	Desl. Radial [m]	Desl. Axial [m]	Tensão v. Mises [Pa]
Íntegro	2,21E-06	2,82E-06	8,87E+06
Desbastado 360°	5,40E-06	3,91E-06	2,19E+07
Reparado 360° 9L	2,93E-06	3,43E-06	1,23E+07
Reparado 360° 13L	2,19E-06	3,20E-06	9,33E+06

É possível destacar, com base na Figura 4.2.6, Figura 4.2.7 e Figura 4.2.8 que a utilização de 13 lâminas de reparo, ocupando uma região circunferencial de 360°, de fato restaura a rigidez do tubo, considerando os resultados do deslocamento radial e da Tensão de von Mises no aço. Cabe ressaltar que um dos resultados do aumento da rigidez causado pela inclusão de lâminas de reparos é o aumento do estrangulamento nas adjacências das extremidades desbastadas, especialmente em função da aplicação de reparo sobre a região íntegra. No entanto, pontua-se que a utilização da sobresspessura de reparo na região íntegra foi adotada em função de resultados obtidos por Felippes (2007; 2010) visando impedir a ocorrência de falha na região desbastada, apesar de não ser objetivo deste trabalho realizar simulações no regime de plástico.

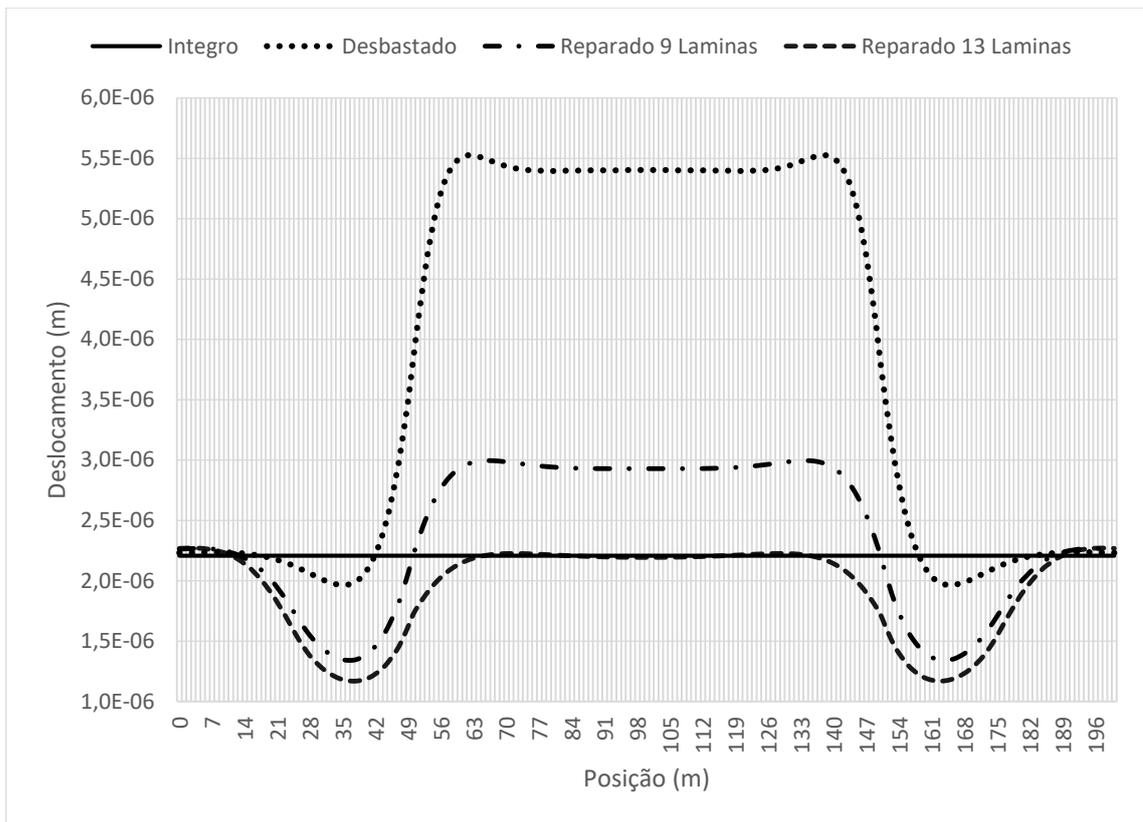


Figura 4.2.6: Deslocamento radial do tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 13 lâminas (0,5 MPa).

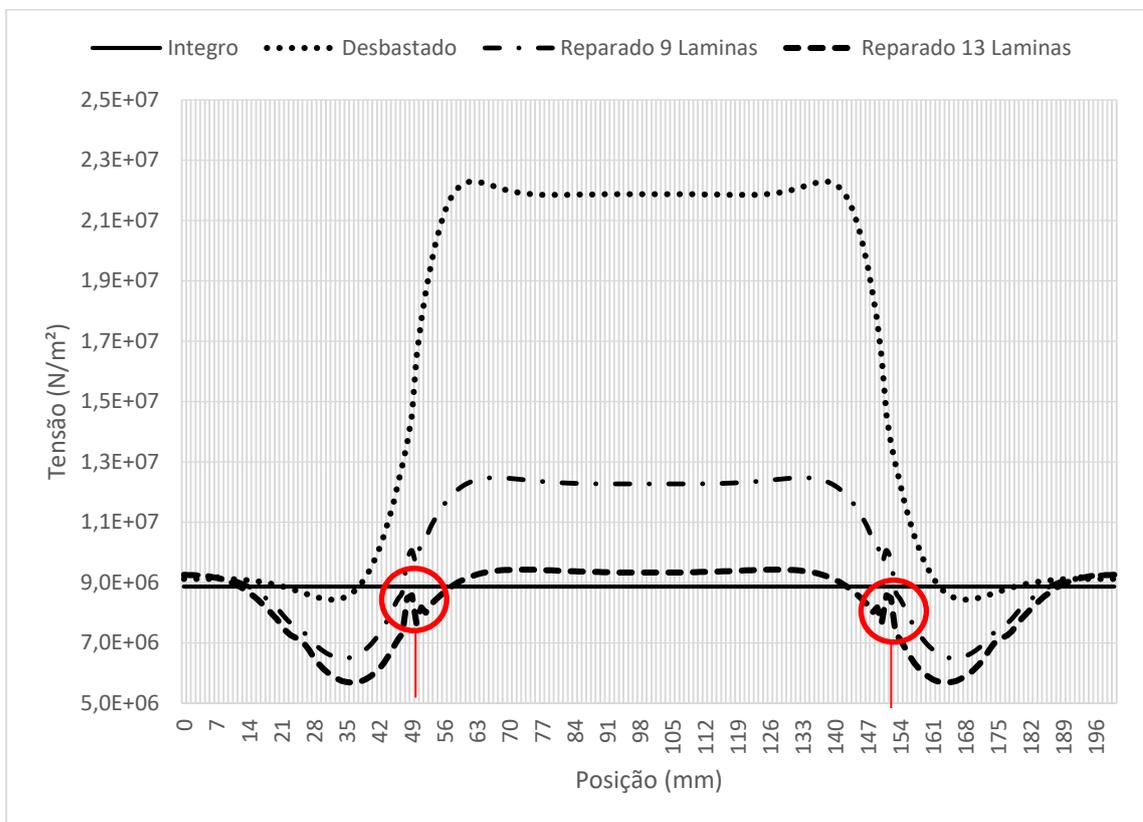


Figura 4.2.7: Tensão de von Mises do tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 13 lâminas (0,5 MPa).

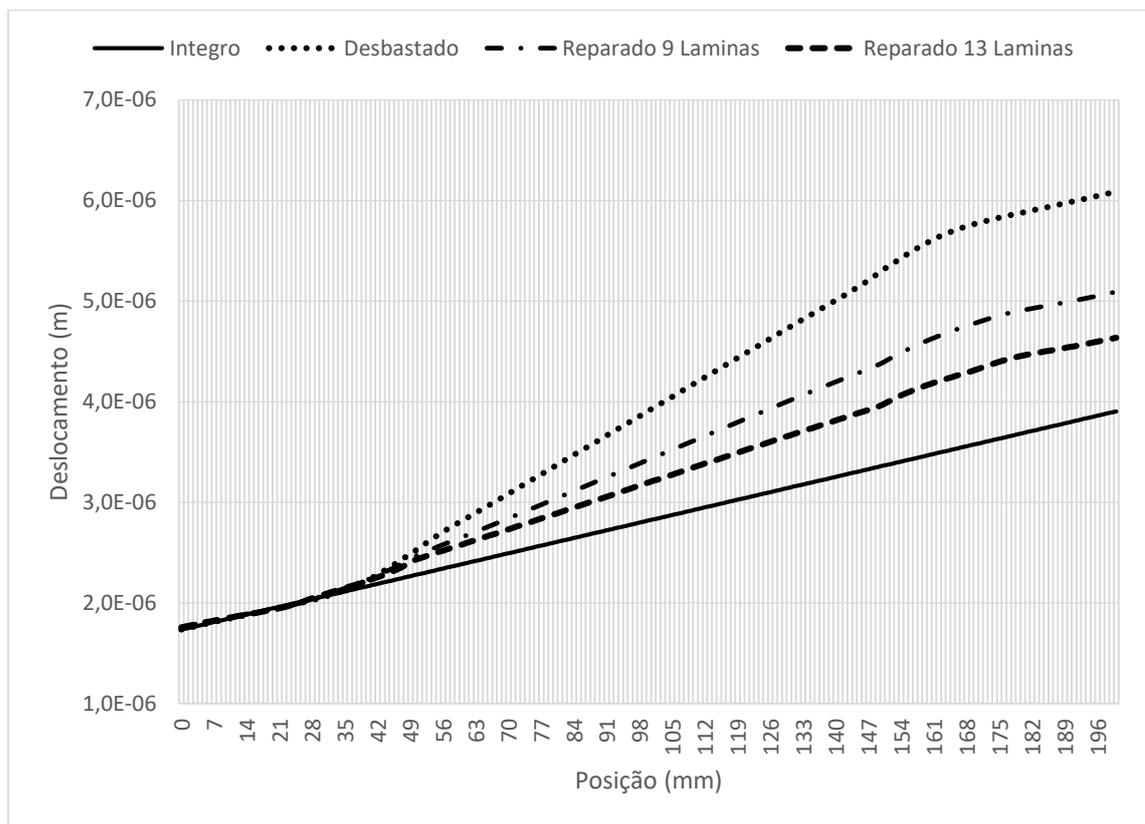


Figura 4.2.8: Deslocamento axial do tubo reparado, $\theta=360^\circ$ com 13 lâminas (0,5 MPa).

O estrangulamento é um excesso de rigidez que gera diminuição da seção do tubo e que pode torná-lo mais suscetível à falha mecânica em função da aplicação de reparos na sua superfície externa. Além disso o estrangulamento não é desejável uma vez que ele pode causar uma erosão interna superficial na tubulação. É possível observar nas figuras anteriores a correlação existente entre o resultado das Tensões de von Mises e do deslocamento radial, especialmente pelo fato de se encontrar no regime elástico do material do tubo. Assim, o controle da tensão anulou o estufamento, gerando, em contrapartida, a acentuação do estrangulamento em locais concentrados do tubo.

Por fim, a Figura 4.2.7 permite observar um pico de tensão que se acentua com o aumento da rigidez trazido pela inclusão de lâminas no reparo. O pico de tensão foi destacado na referida figura de modo a permitir identificar que ocorre exatamente nos pontos de transição entre a região íntegra e a desbastada. Ou seja, no local em que há um concentrador de tensões pelo degrau existente no material metálico, surge um pico de tensão. É possível comentar que à medida em que se aumenta a rigidez do tubo, em função das lâminas de reparo, este pico fica mais evidente na descontinuidade entre as duas regiões.

4.2.3 Tubos com reparos concentrados

Conforme modelagem do caso usando as informações da Tabela 3.3 e a equação 2.11, a Figura 4.2.9 apresenta os gráficos dos resultados obtidos para a avaliação da restauração da rigidez mecânica dos dois casos quanto ao deslocamento radial. Os dados foram obtidos no raio médio do tubo, ao longo dos 200 milímetros centrais na sua direção longitudinal.

O tubo 1 foi desbastado para simular um defeito localizado em uma região com um ângulo de 60° na direção circunferencial e reparado com 9 lâminas de compósito híbrido, cada uma com 0,5 milímetros, perfazendo 4,5 milímetros de espessura total, aplicadas em um ângulo de 90° na direção circunferencial. O tubo 2 foi desbastado para simular um defeito localizado em uma região com um ângulo de 30° na direção circunferencial e reparado com 9 lâminas de compósito híbrido, cada uma com 0,5 milímetros, perfazendo 4,5 milímetros de espessura total, aplicadas em um ângulo de 45° na direção circunferencial.

Avaliando os gráficos da Figura 4.2.9, primeiramente é possível afirmar que em nenhum dos dois casos a quantidade de lâminas calculada por meio da equação 2.11 para restaurar a rigidez dos tubos alcança o resultado esperado. Apesar da redução considerável do deslocamento radial, especialmente no caso do tubo 2, não foi possível restabelecer completamente a rigidez.

Uma análise de tendência, considerando a gradação no ângulo do desbaste, possibilita afirmar que, quanto maior o ângulo do desbaste na direção circunferencial, menor é o resultado do deslocamento obtido na direção radial. Conseqüentemente, para uma mesma quantidade de lâminas aplicadas, mais próximo do resultado de rigidez do tubo íntegro se encontra o tubo com maior ângulo de aplicação do reparo.

Verifica-se, ainda que é possível considerar a posição central do tubo, com uma boa aproximação, como sendo aquela com maior deslocamento radial (estufamento), possibilitando, portanto, análises focadas dos resultados. Além disso, o perfil deste deslocamento após a aplicação das lâminas é similar em ambos os tubos.

Assim, foi realizada análise do deslocamento radial no ponto central dos tubos, cujos resultados são apresentados na Tabela 4.14. Considerando apenas os tubos com reparos concentrados, nota-se que a quantidade de lâminas utilizada é mais efetiva no caso do tubo 2, em que é possível recuperar a rigidez em cerca de 72%, frente a uma recuperação de 54% no

caso do tubo 1. A Tabela 4.14 apresenta em detalhes a recuperação de rigidez após a aplicação de cada camada de reparo compósito em ambos os casos simulados.

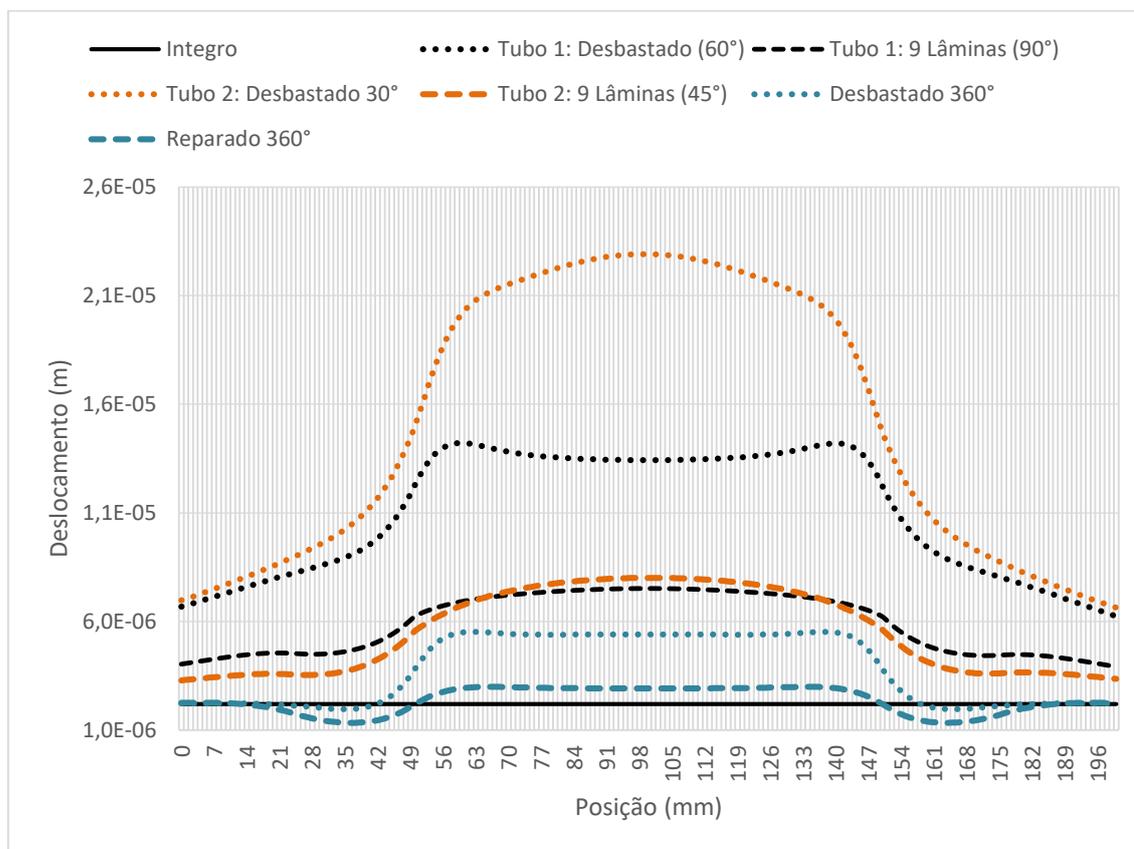


Figura 4.2.9: Deslocamento radial dos tubos reparados com 9 lâminas (0,5 MPa).

Por outro lado, é importante pontuar que apesar de uma maior eficiência na utilização das 9 lâminas no tubo 2, o valor absoluto do deslocamento radial ainda permanece superior ao deslocamento no tubo 1. A Figura 4.2.9 permite perceber que o deslocamento radial do tubo 2, na situação desbastada, é muito superior àquele do tubo 1 na mesma situação, ou seja, apesar de o tubo 1 possuir uma região desbastada que ocupa uma área que é o dobro da área ocupada pelo desbaste no tubo 2, é este último que apresenta um deslocamento radial de cerca de 71% superior ao daquele. Enfim, é possível interpretar que, quanto menor o ângulo da região do desbaste, maior o deslocamento radial e maior será a quantidade de lâminas necessárias para a recuperação da rigidez.

Uma interpretação física que poderia ser dada a esta constatação é a de que a energia acumulada pela imposição da pressão interna se manifesta por meio do estufamento do tubo, uma vez que sua rigidez é diminuída quando há perda de material em sua parede. Ou seja, quanto maior a área desbastada para esta reorganização do material em função da pressão interna, menor seria o valor absoluto alcançado pelo aumento do seu diâmetro, alcançando, por

outro lado, picos cada vez maiores quanto mais concentradas forem as regiões de aplicação do desbaste.

Em complemento, os gráficos da Figura 4.2.10 e da Figura 4.2.11 apresentam de modo visual as informações da Tabela 4.14. Verifica-se que o tubo 1 passa a ter recuperações da rigidez mais expressivas a partir da utilização da quinta lâmina, que tem resultado de deslocamento da ordem 84%, ou seja, permite recuperação de 16% da rigidez.

Tabela 4.14: Efeito de cada lâmina no deslocamento radial dos tubos.

Situação	Desl. Radial Tubo 1	Desl. Radial Tubo 2	Var. % Tubo 1	Var. % Tubo 2
Íntegro	2,21E-06	2,21E-06	0%	0%
Desbastado	1,34E-05	2,29E-05	100%	100%
1 Lâmina	1,35E-05	2,18E-05	101%	95%
2 Lâminas	1,32E-05	2,01E-05	98%	87%
3 Lâminas	1,30E-05	1,84E-05	96%	78%
4 Lâminas	1,25E-05	1,63E-05	92%	68%
5 Lâminas	1,16E-05	1,39E-05	84%	57%
6 Lâminas	1,05E-05	1,19E-05	74%	47%
7 Lâminas	9,20E-06	1,03E-05	62%	39%
8 Lâminas	8,21E-06	9,02E-06	53%	33%
9 Lâminas	7,33E-06	8,01E-06	46%	28%

Por outro lado, o tubo 2 já apresenta boa eficiência de recuperação a partir da primeira lâmina aplicada, com uma tendência de diminuição dos percentuais de recuperação a partir da sétima lâmina.

Caso estas tendências se confirmem após a aplicação de mais lâminas, é possível depreender que o tubo 2 necessita de mais lâminas do que o tubo 1 para recuperação completa da rigidez na posição central do tubo, apesar de ter uma taxa de decréscimo maior com a aplicação das primeiras lâminas. Os resultados da Figura 4.2.12 à Figura 4.2.20 complementam as informações da Tabela 4.14, apresentando o perfil do deslocamento radial dos tubos.

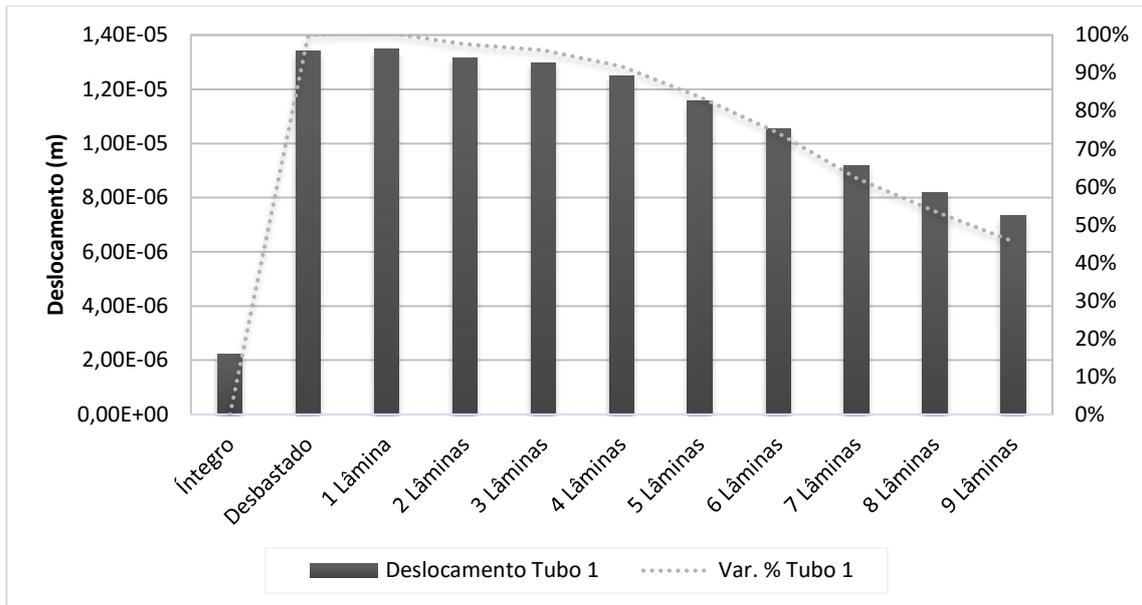


Figura 4.2.10: Resultado de cada lâmina de reparo aplicada no tubo 1 (0,5 MPa).

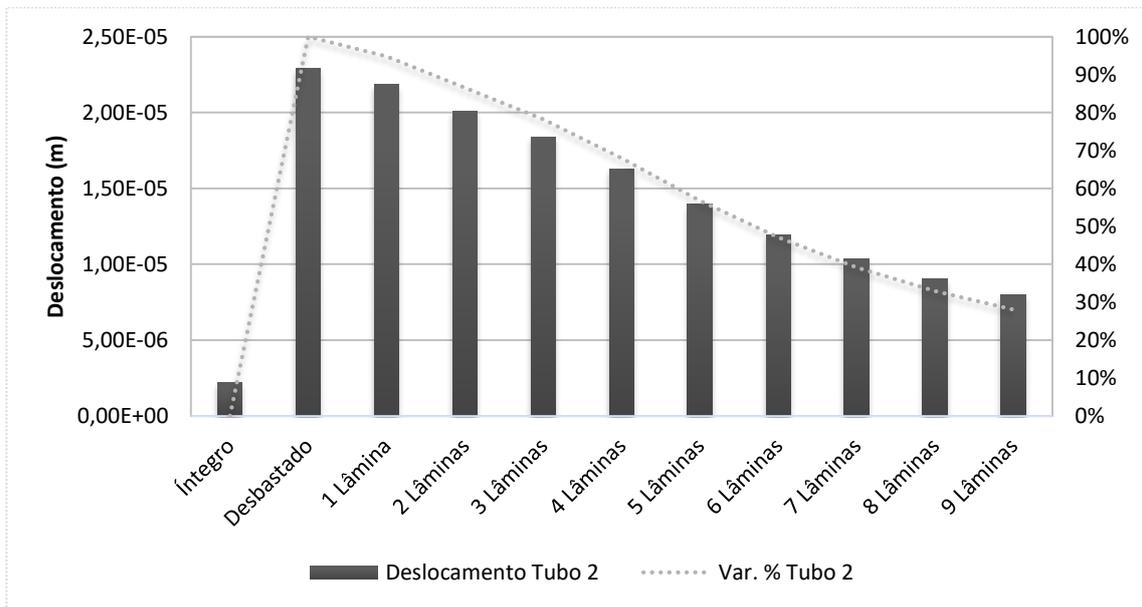


Figura 4.2.11: Resultado de cada lâmina de reparo aplicada no tubo 2 (0,5 MPa).

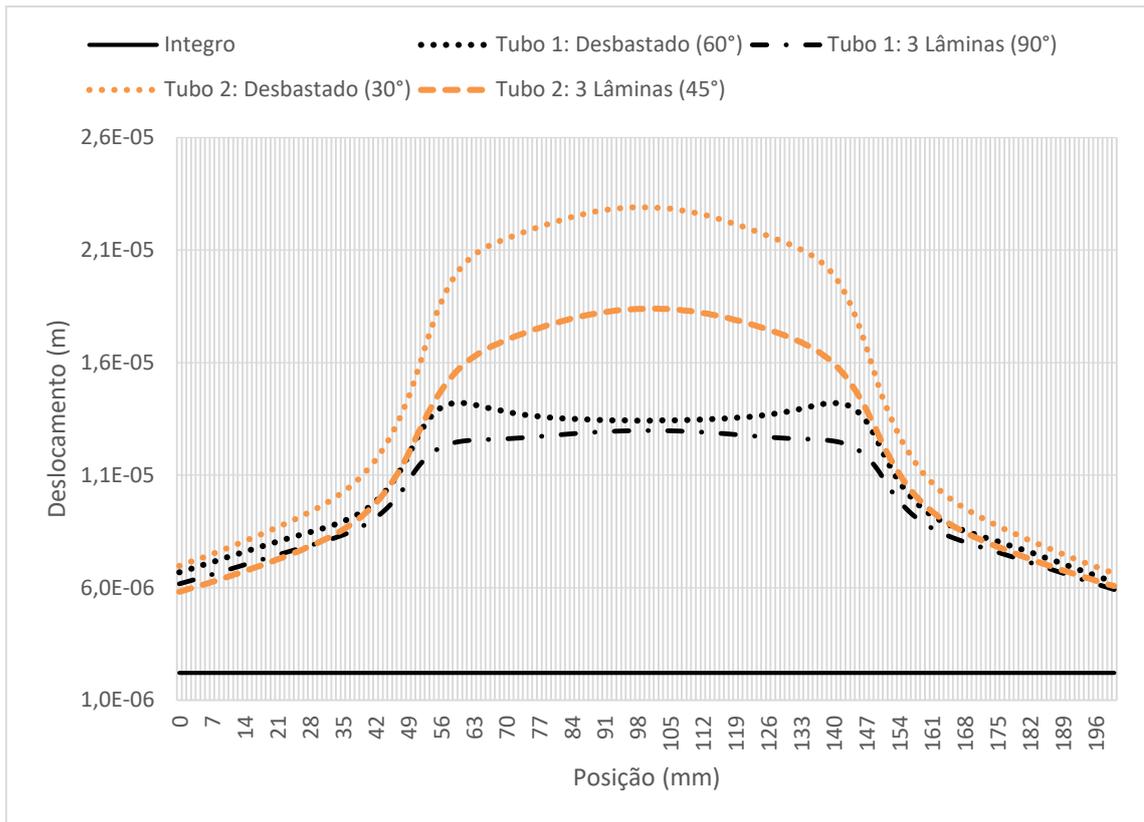


Figura 4.2.14: Deslocamento radial dos tubos reparados com 3 lâminas (0,5 MPa).

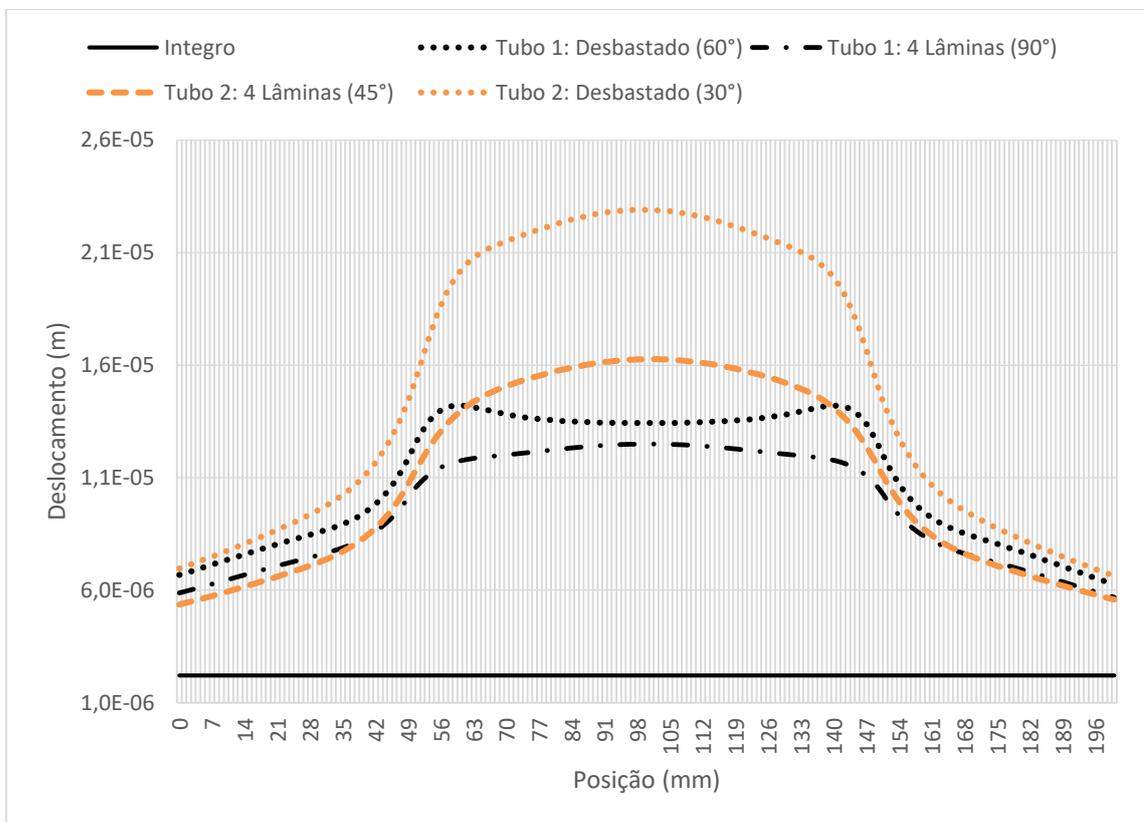


Figura 4.2.15: Deslocamento radial dos tubos reparados com 4 lâminas (0,5 MPa).

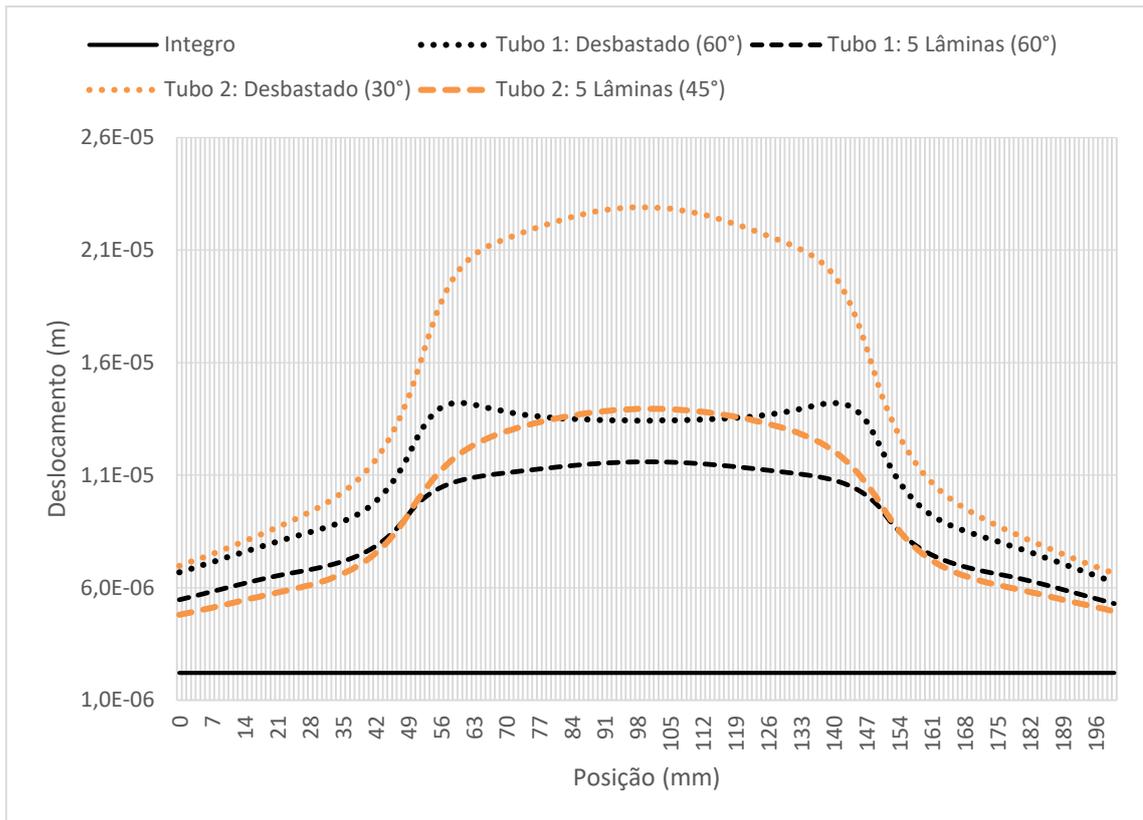


Figura 4.2.16: Deslocamento radial dos tubos reparados com 5 lâminas (0,5 MPa).

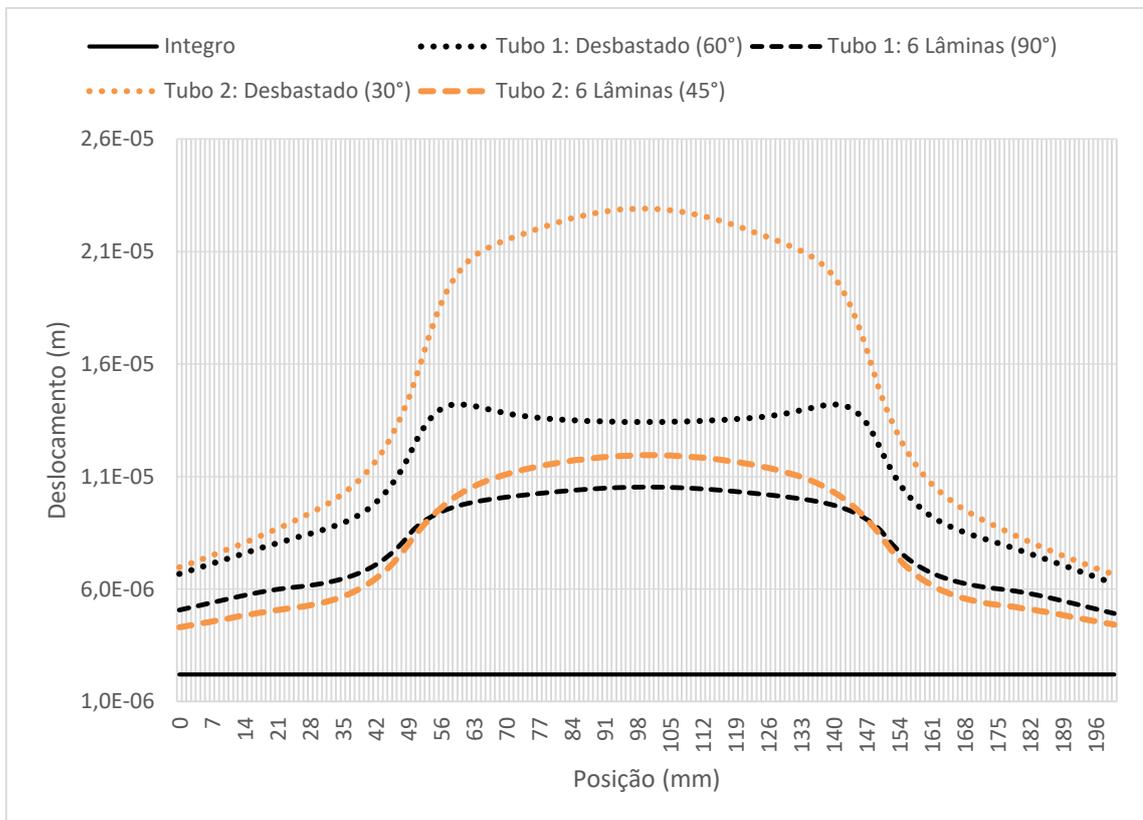


Figura 4.2.17: Deslocamento radial dos tubos reparados com 6 lâminas (0,5 MPa).

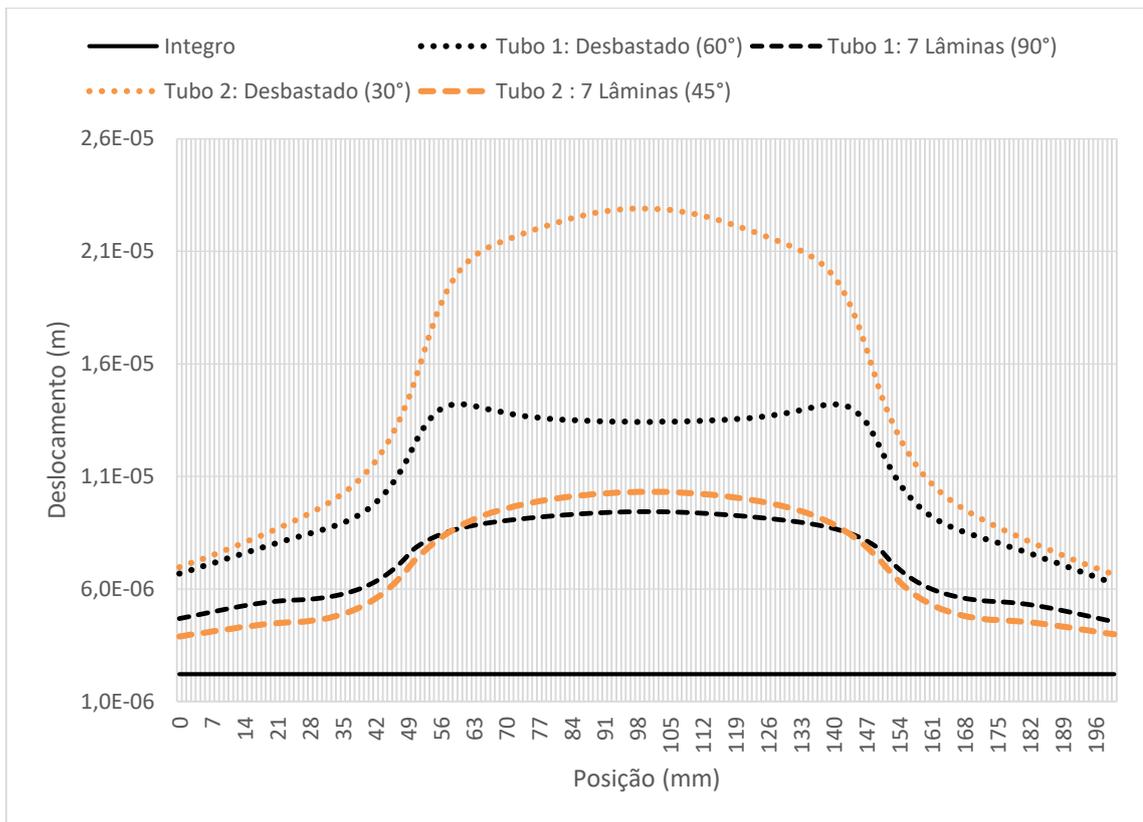


Figura 4.2.18: Deslocamento radial dos tubos reparados com 7 lâminas (0,5 MPa).

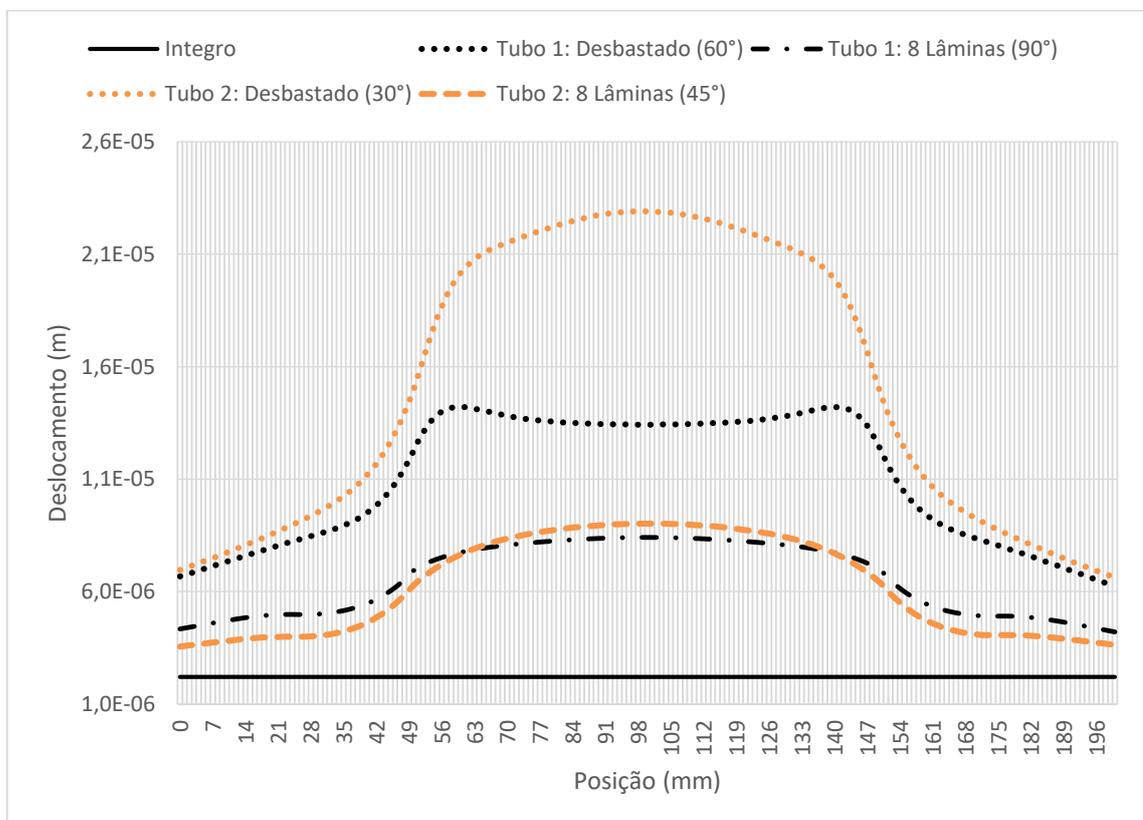


Figura 4.2.19: Deslocamento radial dos tubos reparados com 8 lâminas (0,5 MPa).

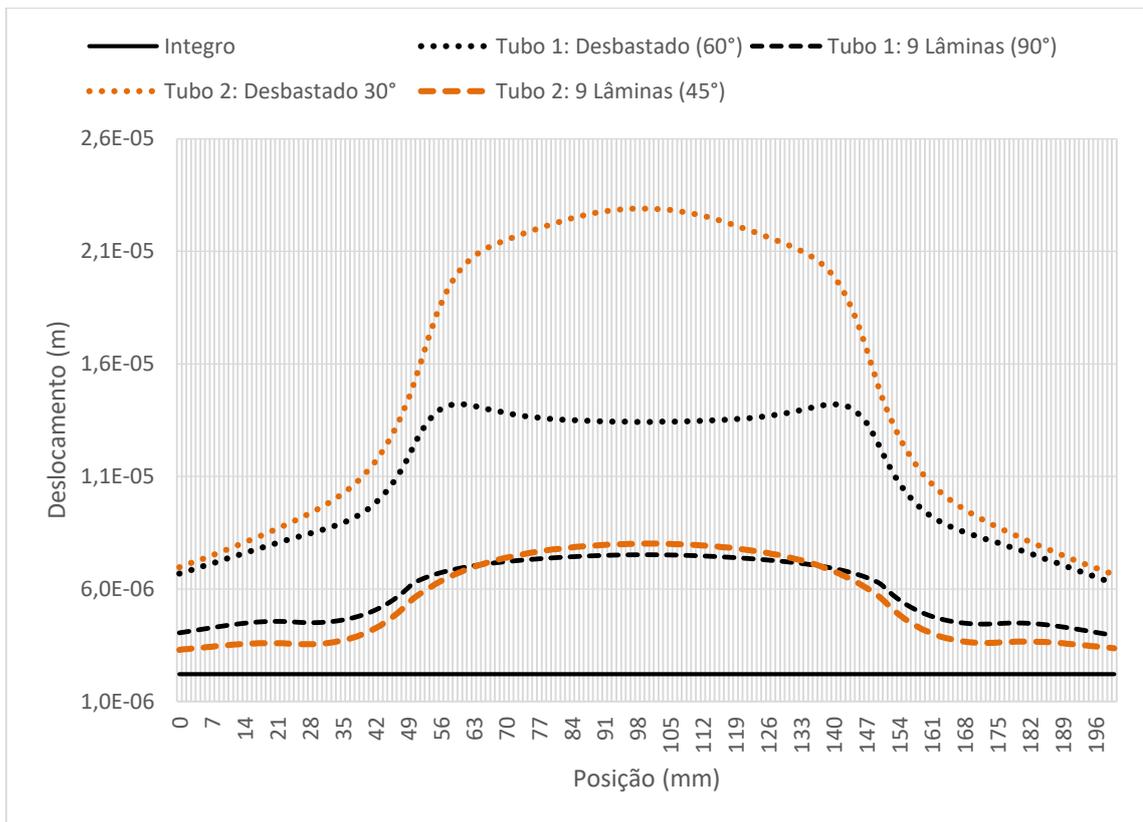


Figura 4.2.20: Deslocamento radial dos tubos reparados com 9 lâminas (0,5 MPa).

Se por um lado a Tabela 4.14 apresenta os resultados do deslocamento radial no ponto central dos tubos, com informações da variação no resultado em função da aplicação de cada lâmina, por outro lado a Figura 4.2.12 e a Figura 4.2.20 mostram o perfil do deslocamento na direção radial após a aplicação do reparo, com resultados acumulados de lâmina a lâmina. Isso permite observar que o resultado obtido para o ponto central dos tubos é extensivo a todo o perfil do comprimento avaliado.

Cumpre destacar que, a despeito de os tubos 1 e 2 terem perfis de deslocamento radial bem diferentes no caso desbastado, à medida que se aplicam as lâminas de reparos, não apenas os resultados no ponto central têm valores muito próximos, como também o perfil do deslocamento passa a ter formas similares.

A Figura 4.2.21 e a Figura 4.2.22 contemplam os resultados gráficos da Tensão de von Mises e do deslocamento axial, ou longitudinal dos tubos.

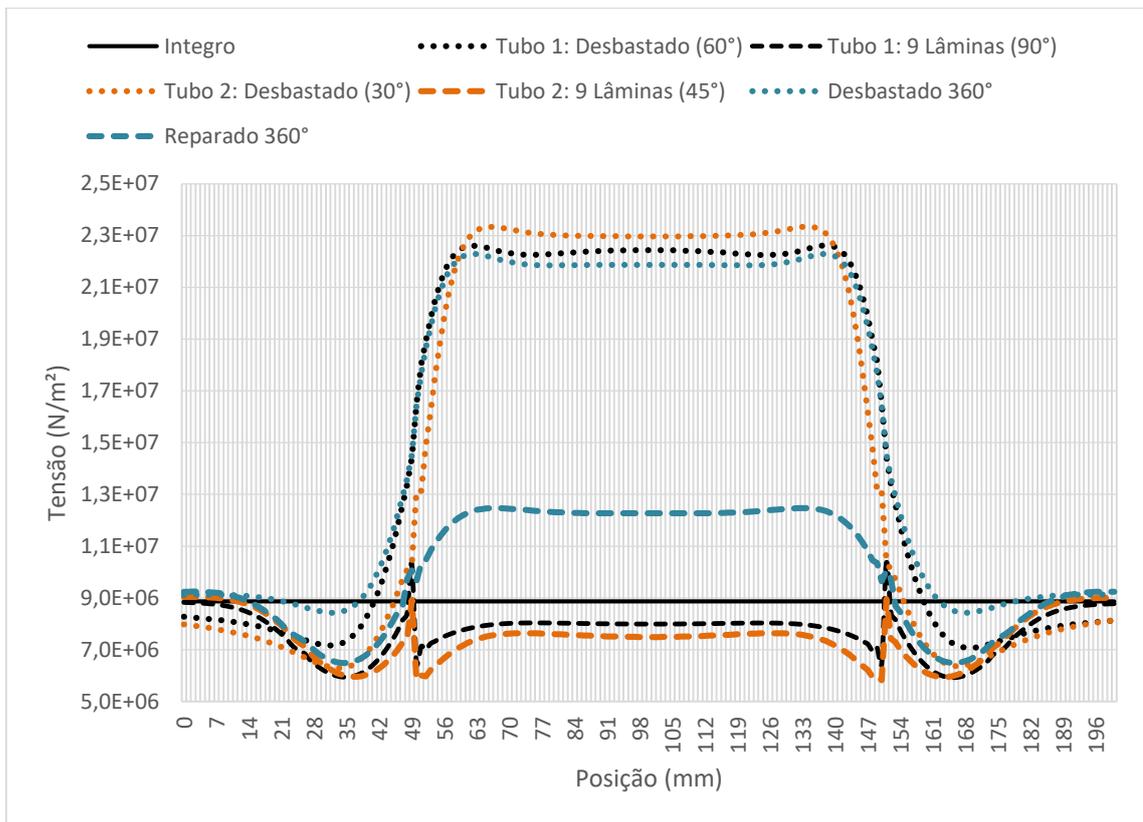


Figura 4.2.21: Tensão de von Mises dos tubos reparados com 9 lâminas (0,5 MPa).

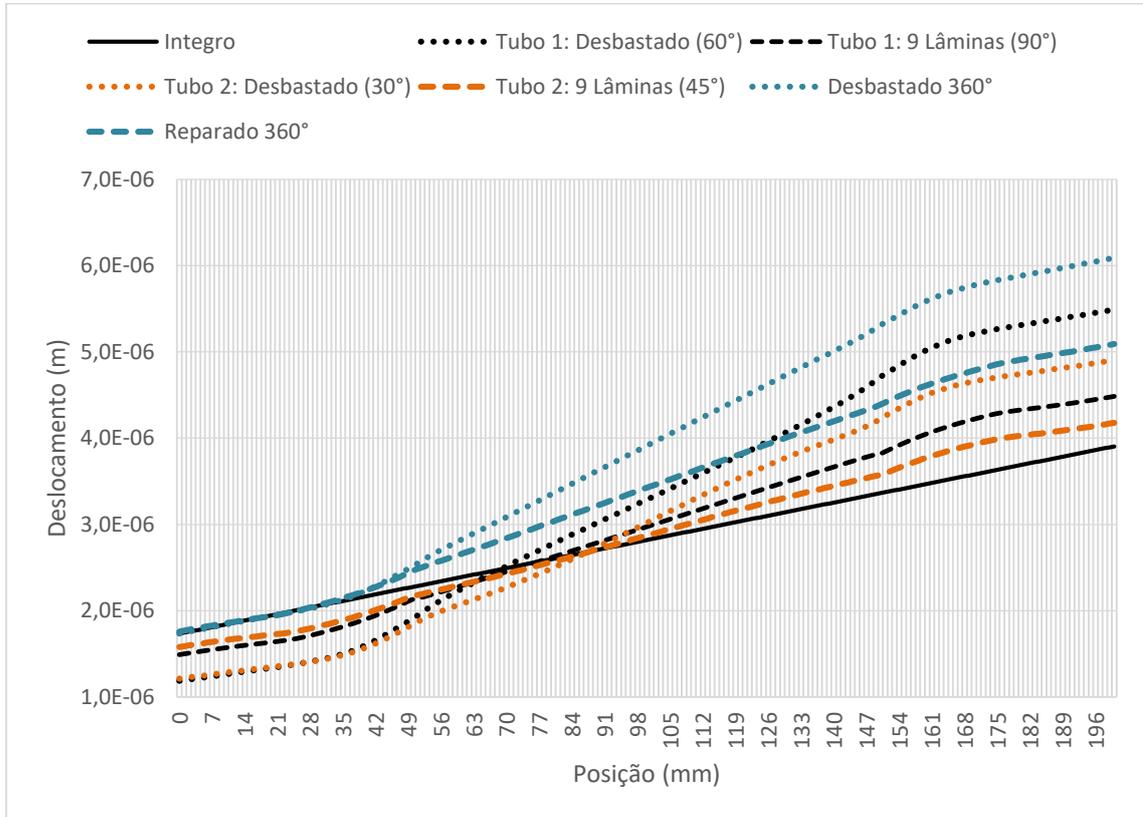


Figura 4.2.22: Deslocamento axial dos tubos reparados com 9 lâminas (0,5 MPa).

Importante notar que a Figura 4.2.21 apresenta resultados muito próximos de Tensão de von Mises para todos os tubos na situação desbastada. Após a aplicação dos reparos, os resultados dos tubos 1 e 2 são muito próximos. Uma breve análise de tendência permite afirmar que, quanto menor o ângulo do desbaste, maior será a Tensão de von Mises antes da aplicação do reparo. Por outro lado, observa-se que, para uma mesma quantidade de lâminas aplicadas, quanto menor o ângulo de desbaste menores os níveis obtidos da tensão resultante após a aplicação das 9 lâminas.

Antes da aplicação do reparo, verifica-se que, quanto maior o ângulo do desbaste menores são os valores de tensão obtidos na região íntegra, o que pode explicar, conseqüentemente, os resultados do deslocamento radial, que são inferiores na região íntegra do tubo 1 quando comparado com o tubo 2. É possível observar também o pico de tensão na região exata de transição entre a parte íntegra e a parte desbastada dos tubos, após a aplicação do reparo, que surge exatamente em função do aumento da rigidez. Após a aplicação do reparo, uma vez que o nível de Tensão é o mesmo nos tubos 1 e 2, o deslocamento radial também alcança valores similares.

Quanto ao deslocamento longitudinal mostrado na Figura 4.2.22, comenta-se que, quanto menor o ângulo do desbaste aplicado, melhores são os resultados alcançados por meio da aplicação de uma quantidade constante de lâminas de reparo. Uma vez que as informações da Tabela 4.14 e dos gráficos subsequentes mostraram que não foi possível reparar por completo a rigidez dos tubos 1 e 2, foram realizadas simulações com a aplicação de mais lâminas de reparos até obter resultados de restauração completa no ponto central dos tubos, que são mostrados na Figura 4.2.23 e Figura 4.2.24.

Nota-se que o tubo 1 necessita de menos lâminas para a restauração completa da rigidez do que o tubo 2, confirmando as informações preliminares apresentadas na Tabela 4.14 de que seriam necessárias mais lâminas para restaurar o tubo com o menor ângulo de desbaste. Assim, para a restauração da rigidez na posição central do tubo são necessárias 33 lâminas para o caso do desbaste em uma região de 60° e 39 lâminas para o caso do desbaste em uma região de 30° . Por outro lado, ressalta-se que os resultados da Figura 4.2.23 e Figura 4.2.24 refletem os dados apenas no ponto central do tubo. Desta forma, os gráficos da Figura 4.2.25 à Figura 4.2.54 apresentam os resultados de todo o perfil do deslocamento radial nos tubos 1 e 2.

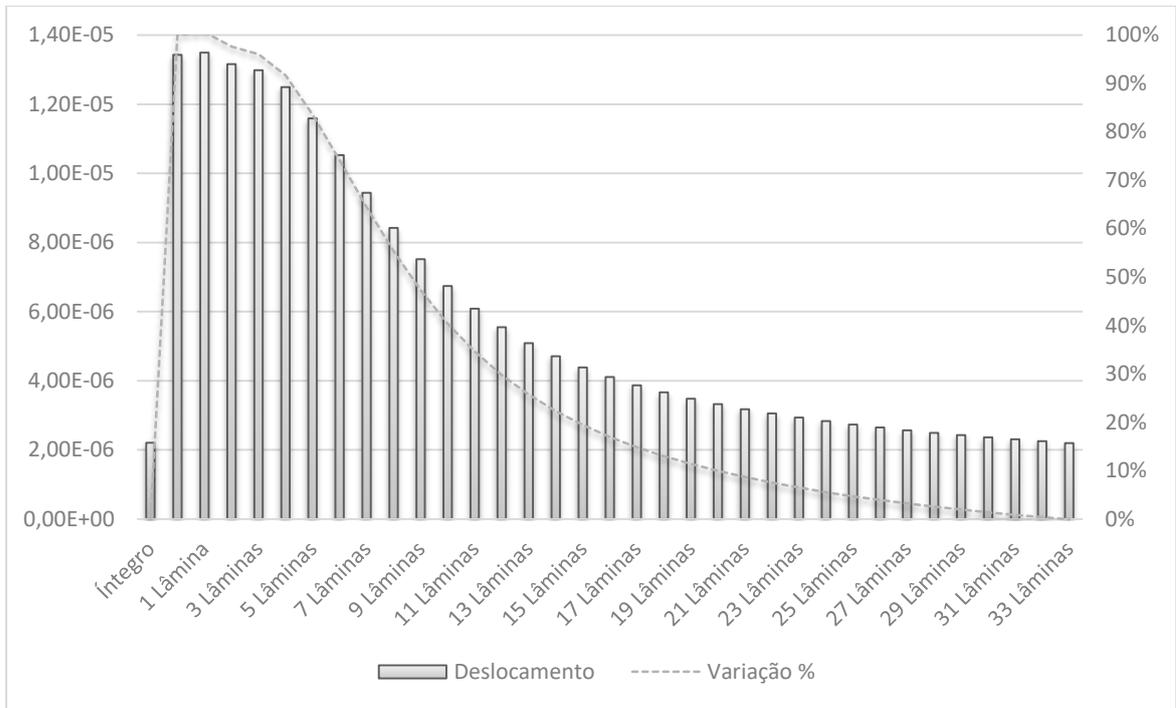


Figura 4.2.23: Variação do deslocamento radial com o número de lâminas no tubo 1.

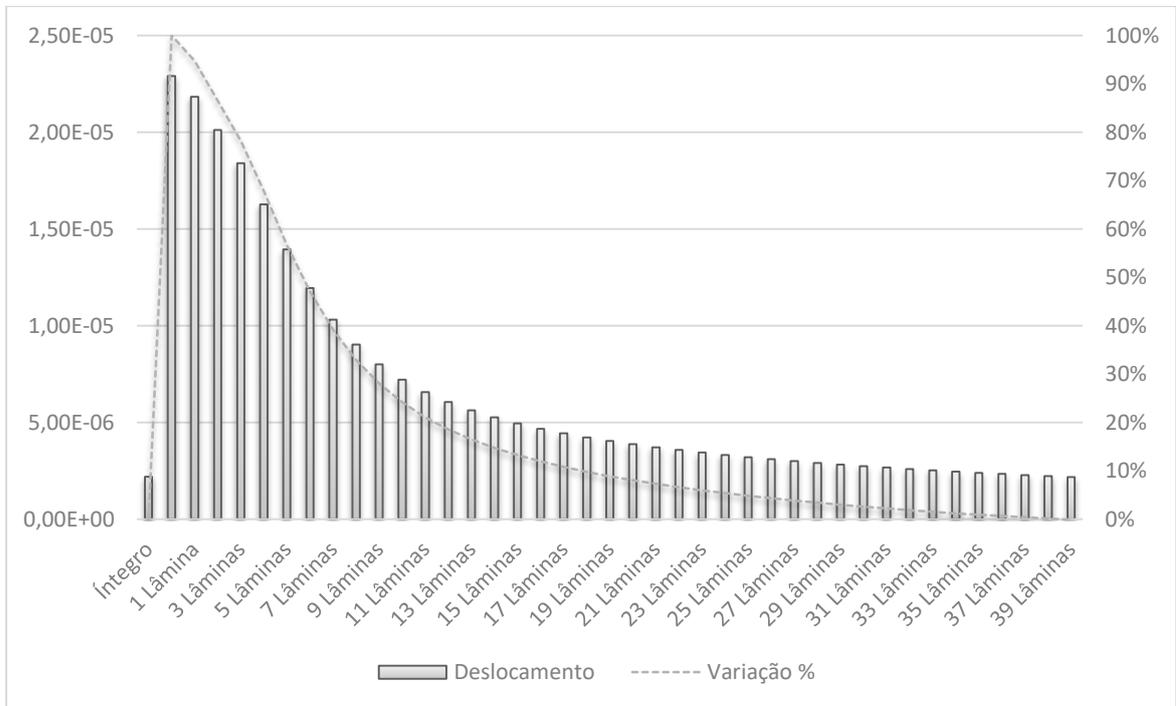


Figura 4.2.24: Variação do deslocamento radial com o número de lâminas no tubo 2 (0,5 MPa).

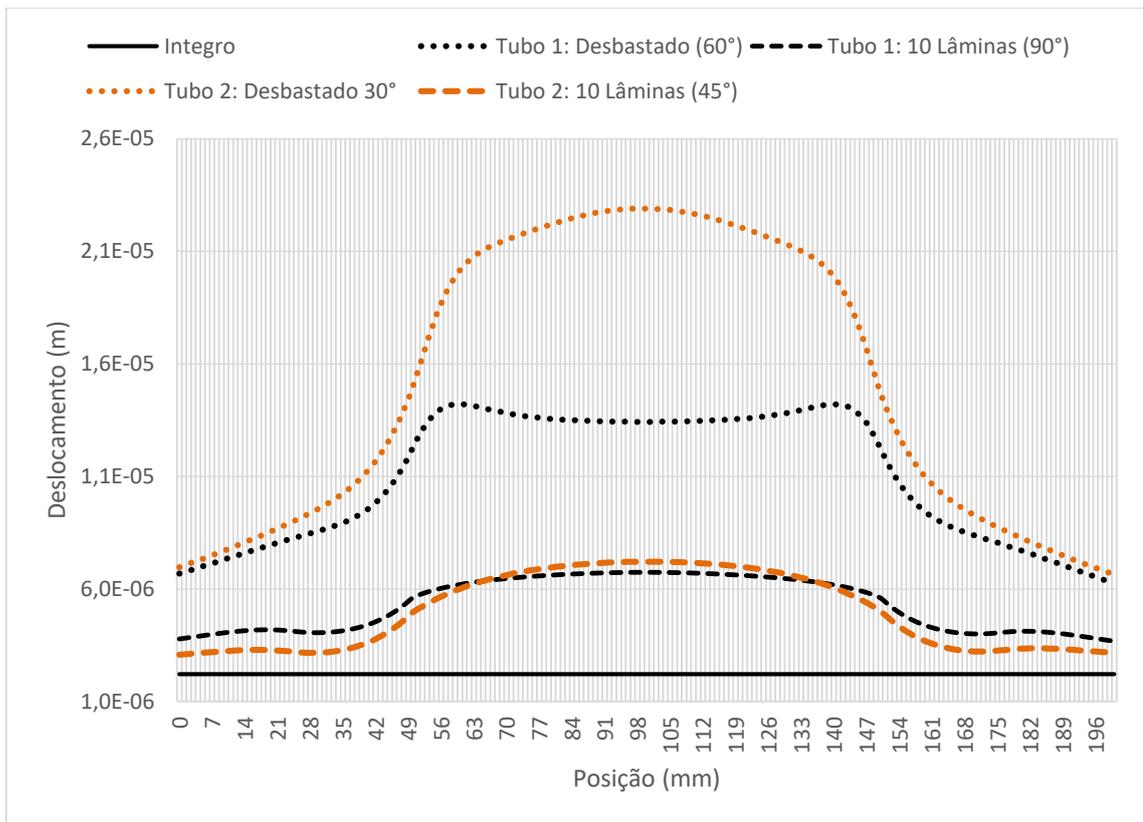


Figura 4.2.25: Deslocamento radial dos tubos reparados com 10 lâminas (0,5 MPa).

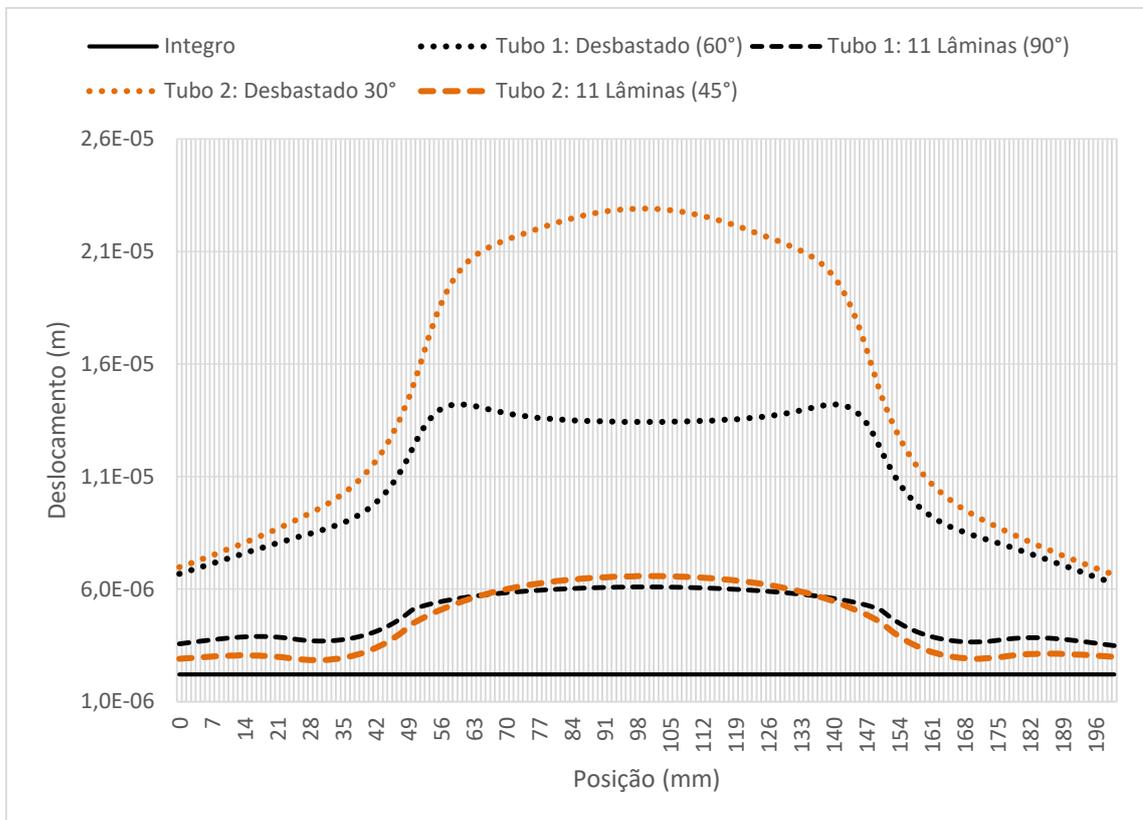


Figura 4.2.26: Deslocamento radial dos tubos reparados com 11 lâminas (0,5 MPa).

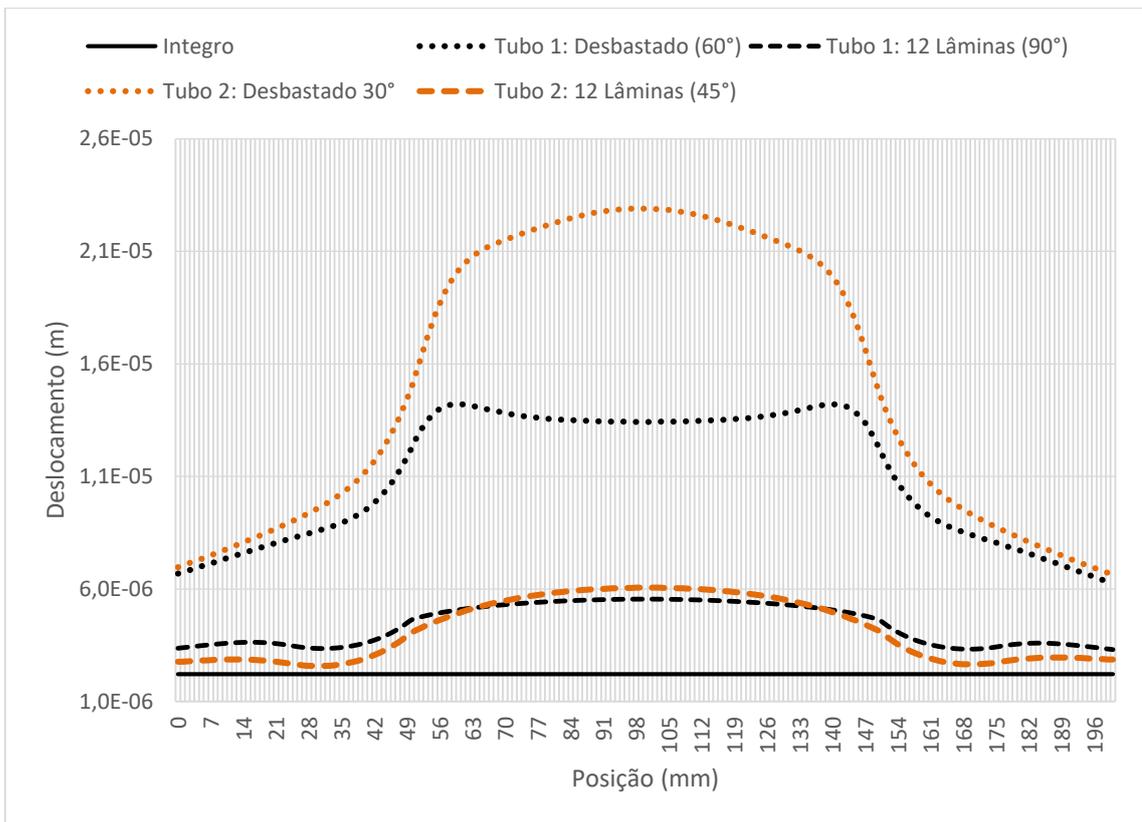


Figura 4.2.27: Deslocamento radial dos tubos reparados com 12 lâminas (0,5 MPa).

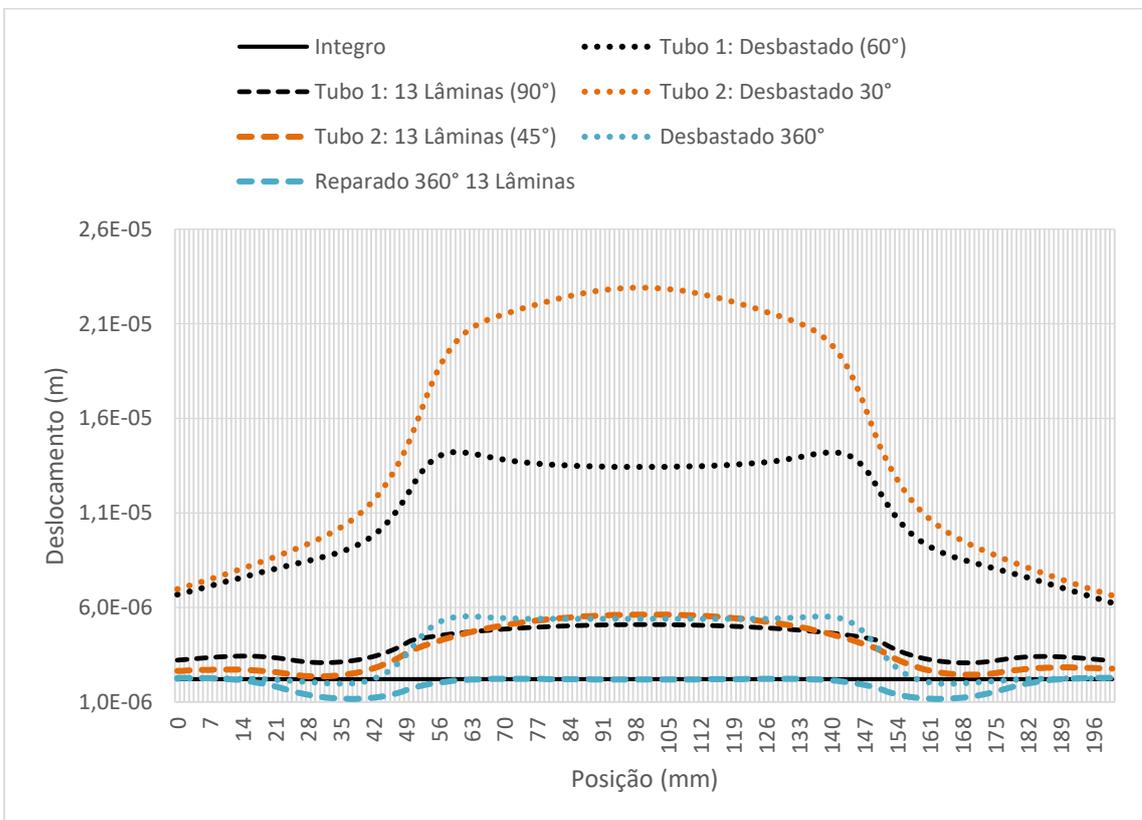


Figura 4.2.28: Deslocamento radial dos tubos reparados com 13 lâminas (0,5 MPa).

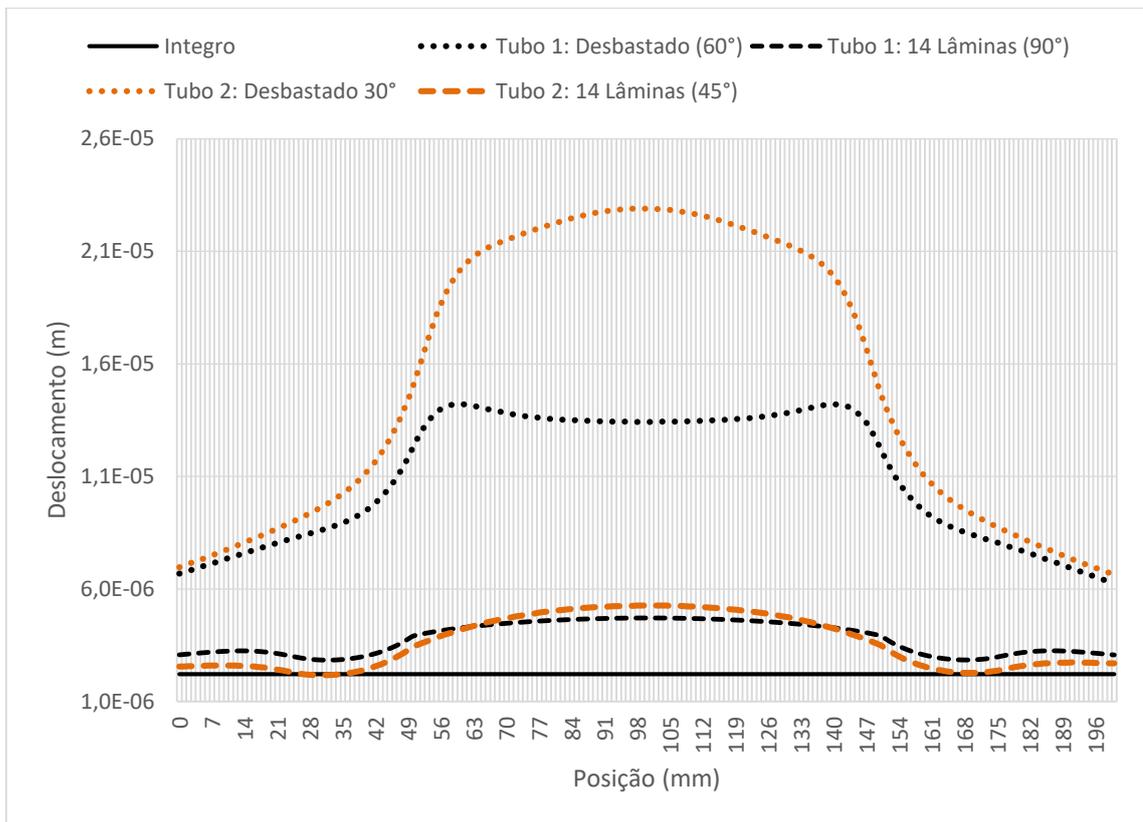


Figura 4.2.29: Deslocamento radial dos tubos reparados com 14 lâminas (0,5 MPa).

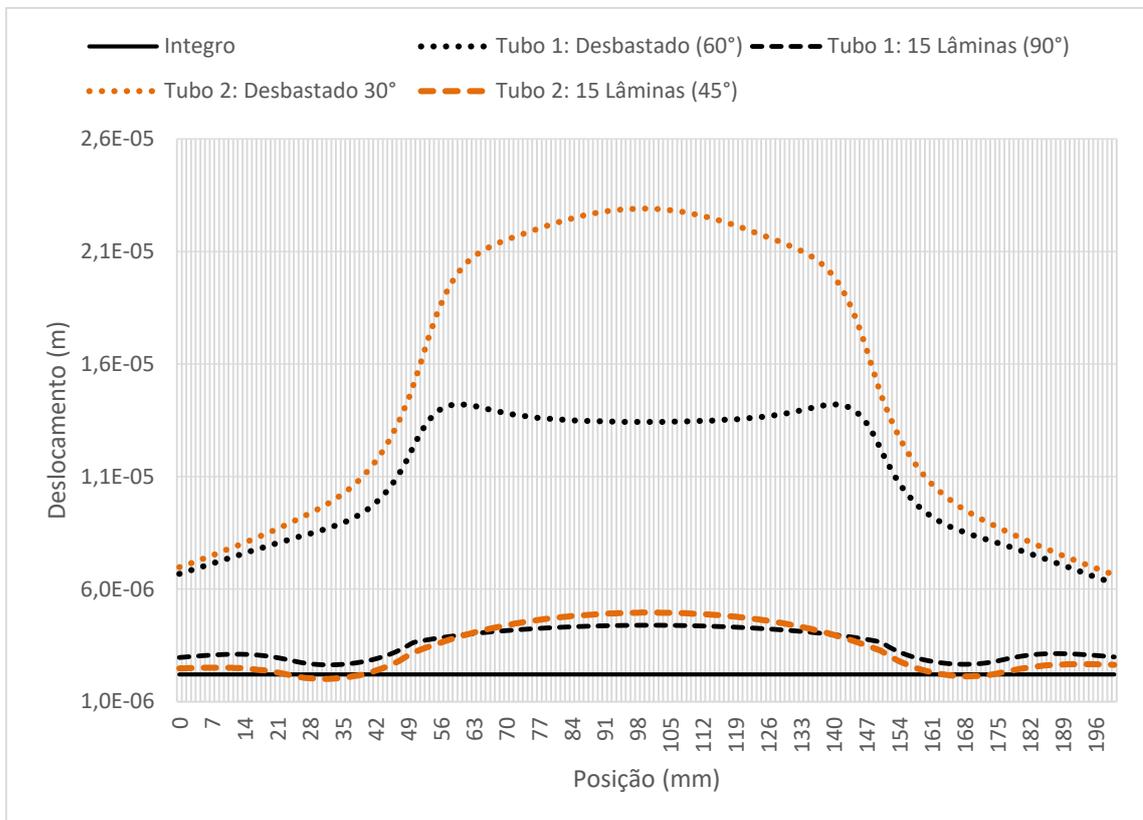


Figura 4.2.30: Deslocamento radial dos tubos reparados com 15 lâminas (0,5 MPa).

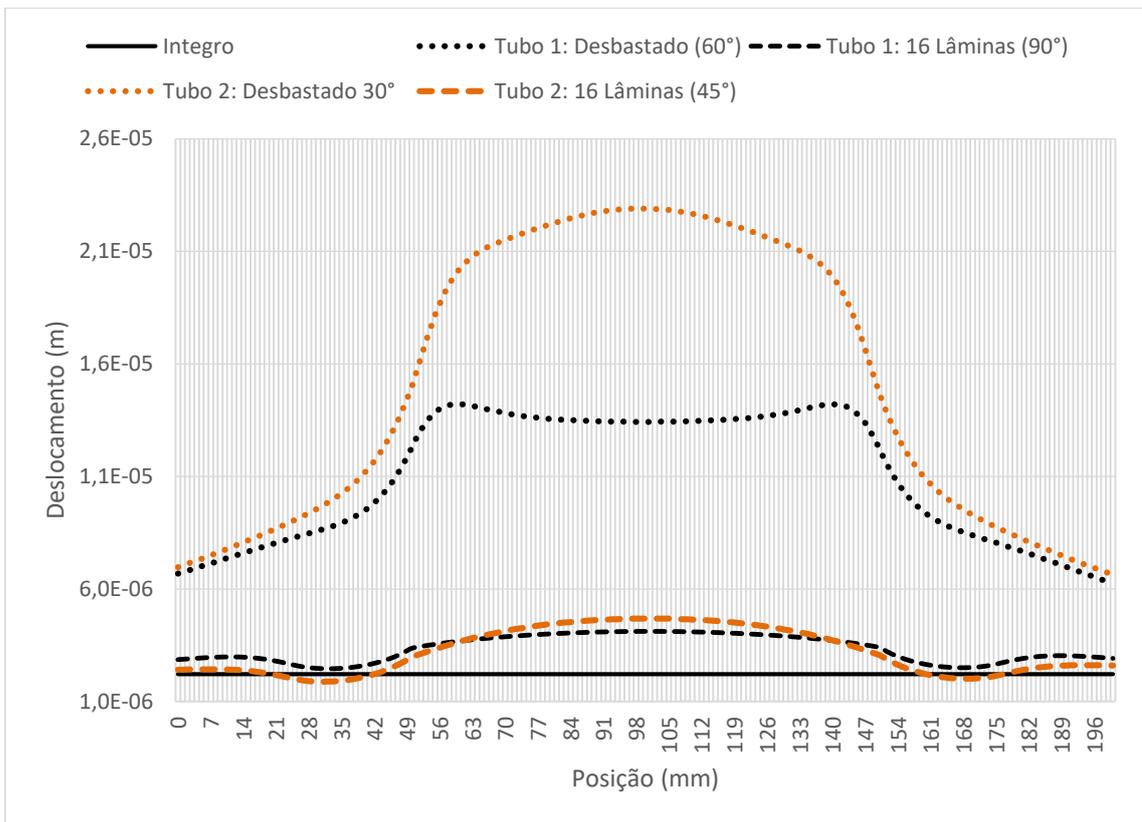


Figura 4.2.31: Deslocamento radial dos tubos reparados com 16 lâminas (0,5 MPa).

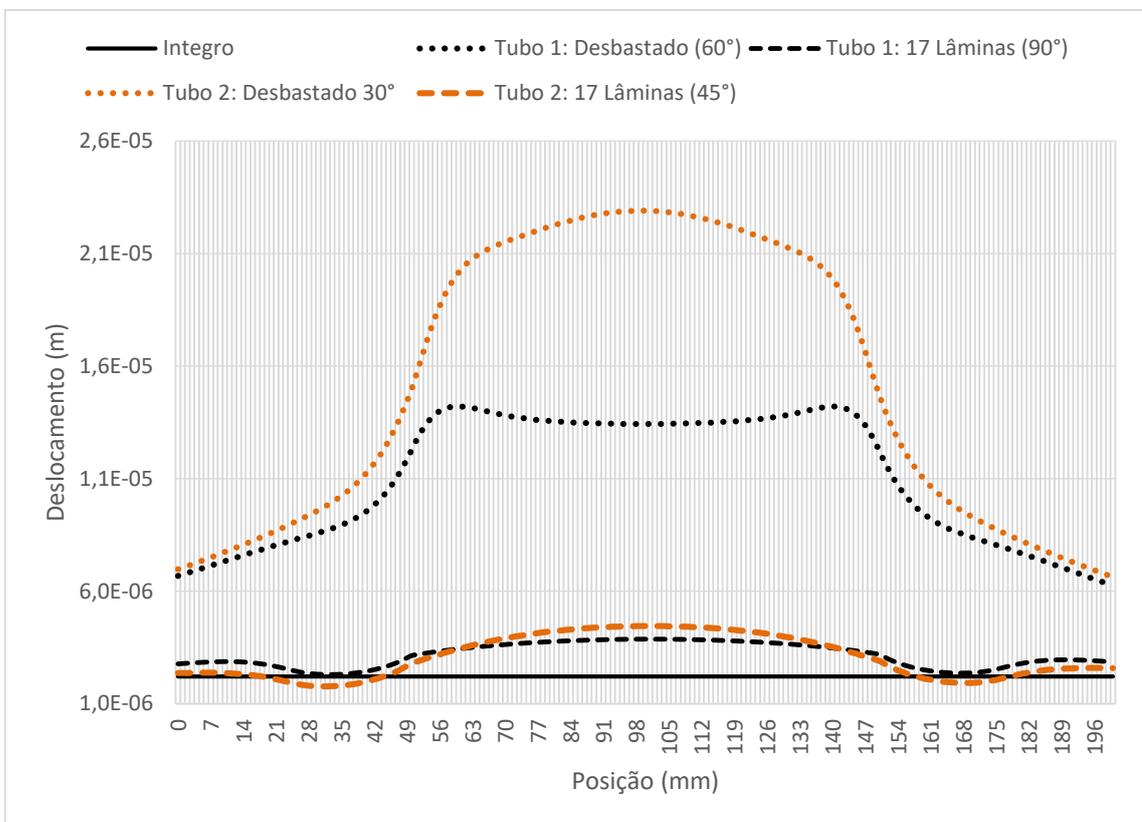


Figura 4.2.32: Deslocamento radial dos tubos reparados com 17 lâminas (0,5 MPa).

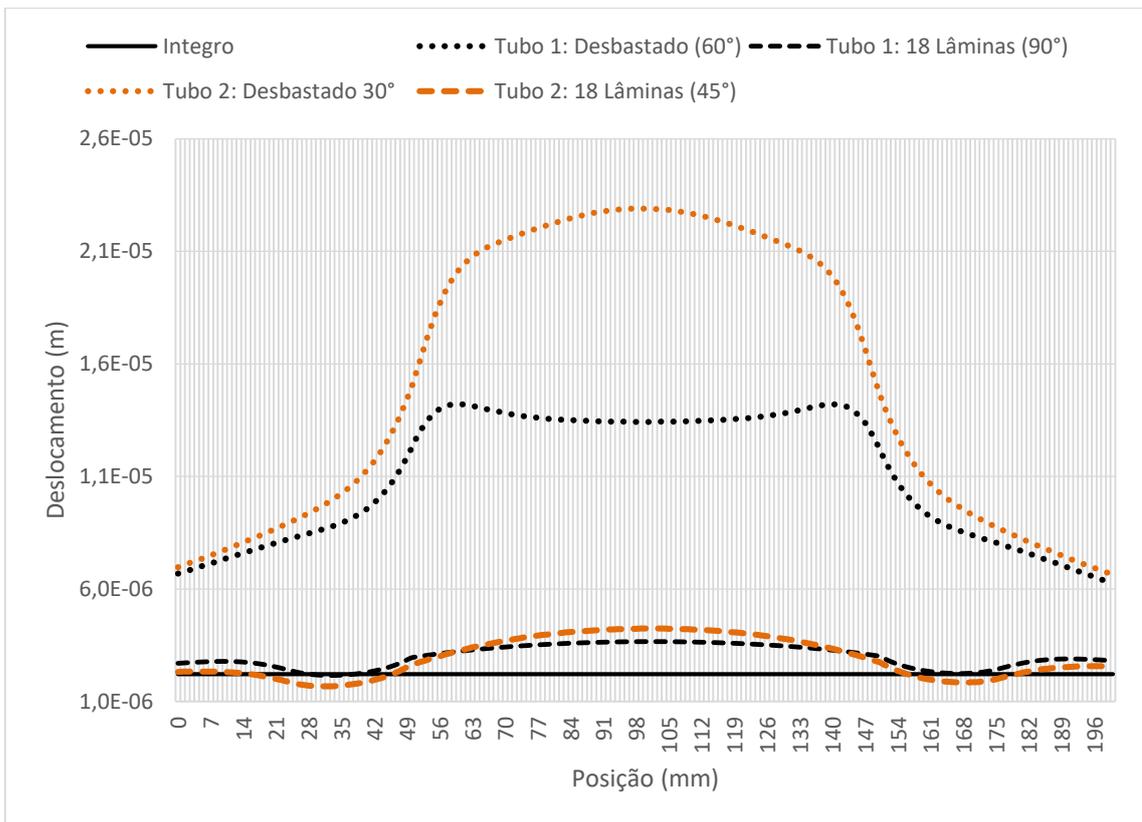


Figura 4.2.33: Deslocamento radial dos tubos reparados com 18 lâminas (0,5 MPa).

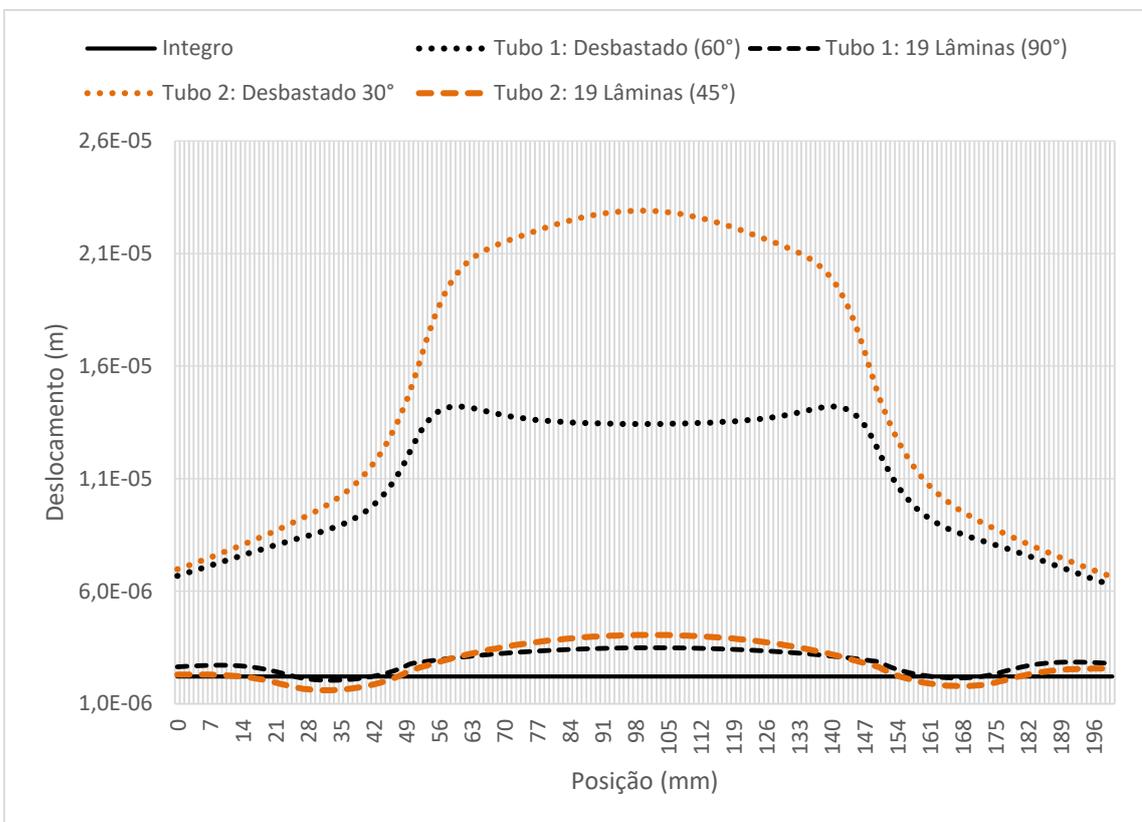


Figura 4.2.34: Deslocamento radial dos tubos reparados com 19 lâminas (0,5 MPa).

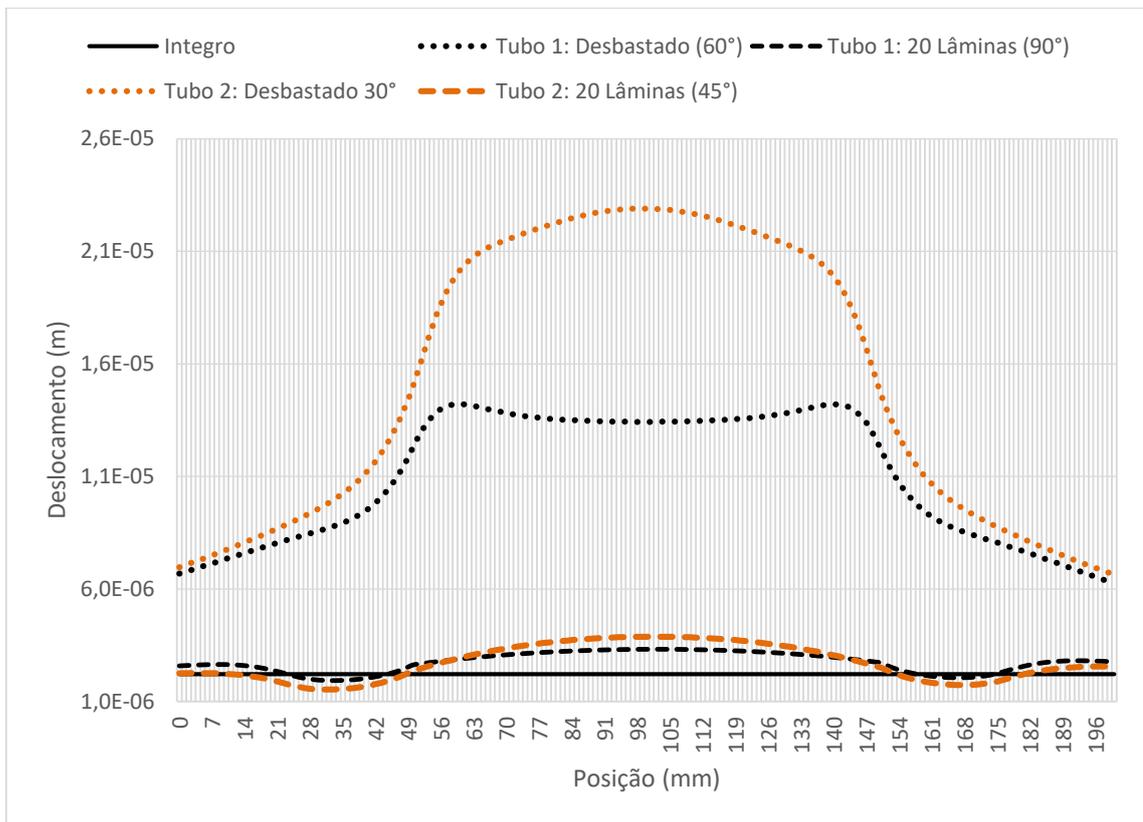


Figura 4.2.35: Deslocamento radial dos tubos reparados com 20 lâminas (0,5 MPa).

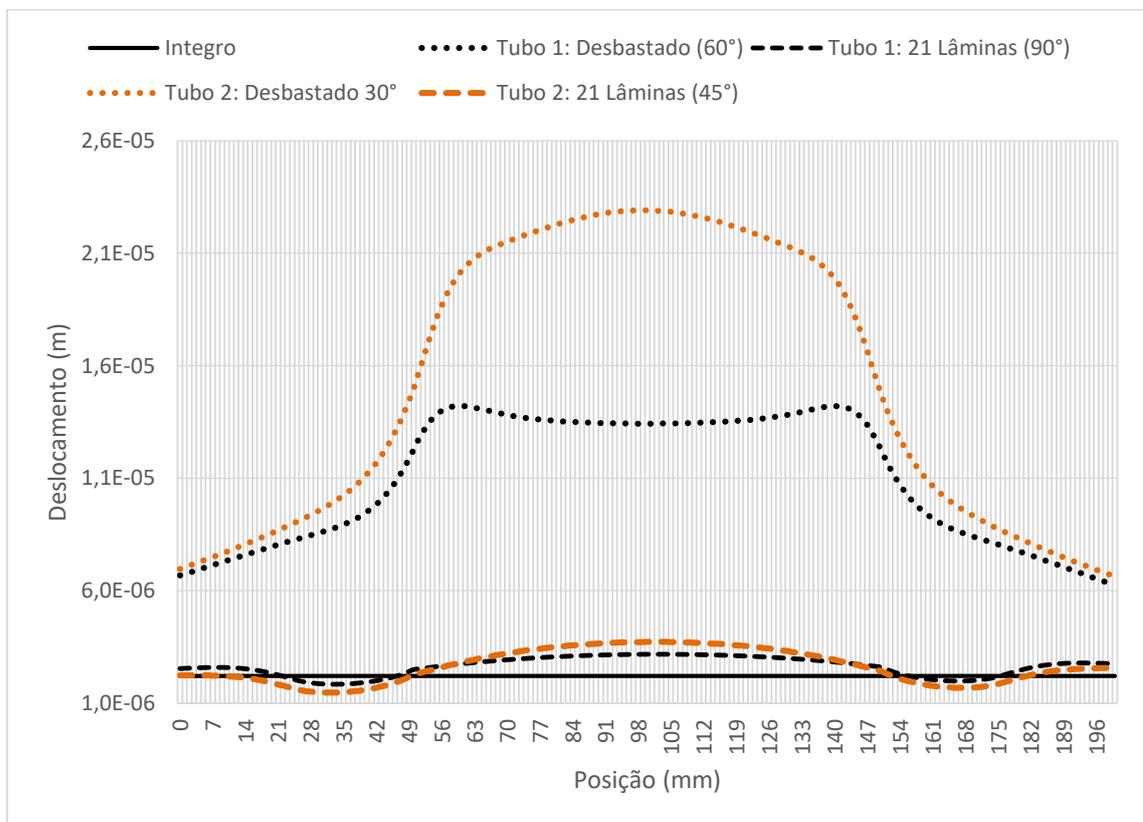


Figura 4.2.36: Deslocamento radial dos tubos reparados com 21 lâminas (0,5 MPa).

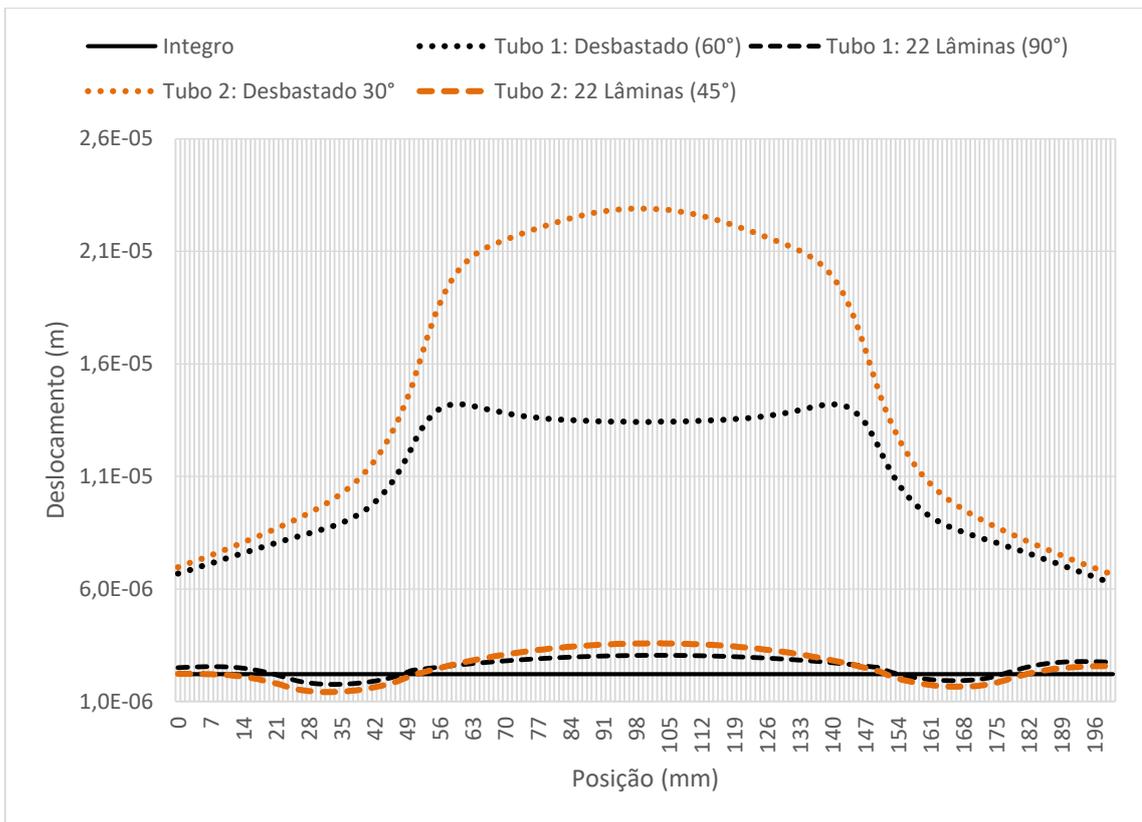


Figura 4.2.37: Deslocamento radial dos tubos reparados com 22 lâminas (0,5 MPa).

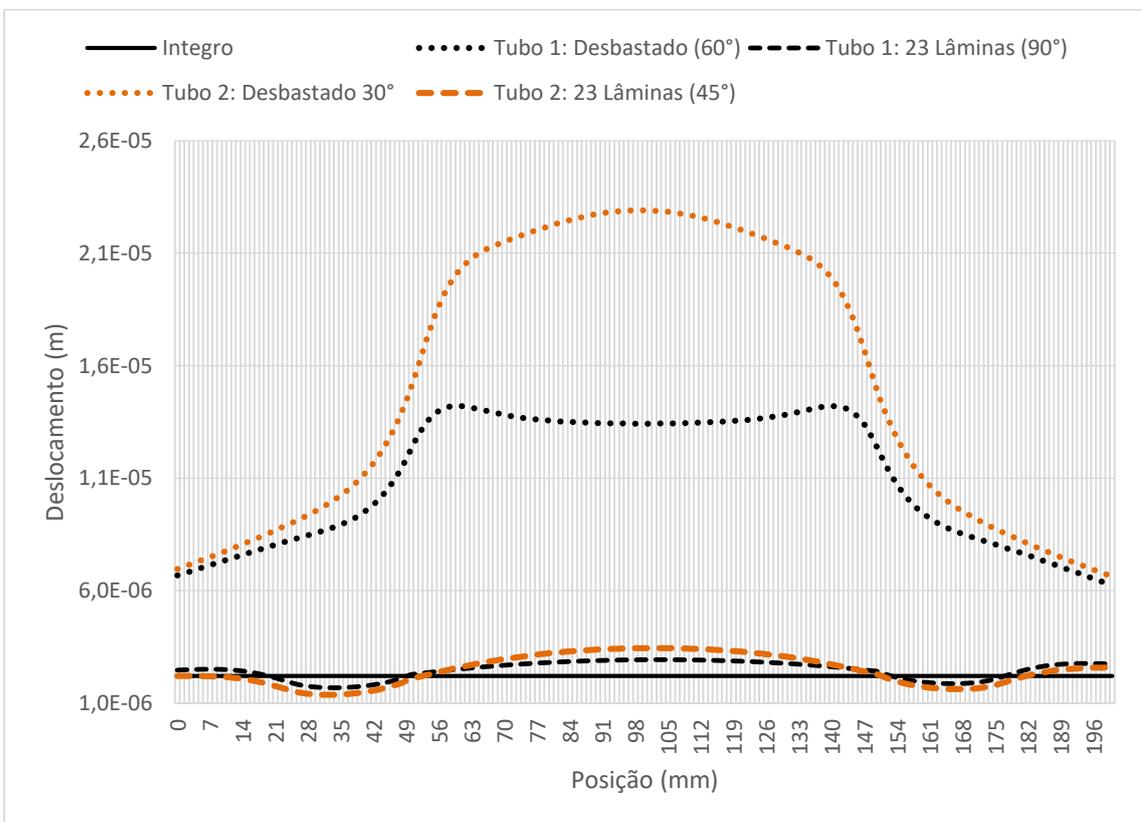


Figura 4.2.38: Deslocamento radial dos tubos reparados com 23 lâminas (0,5 MPa).

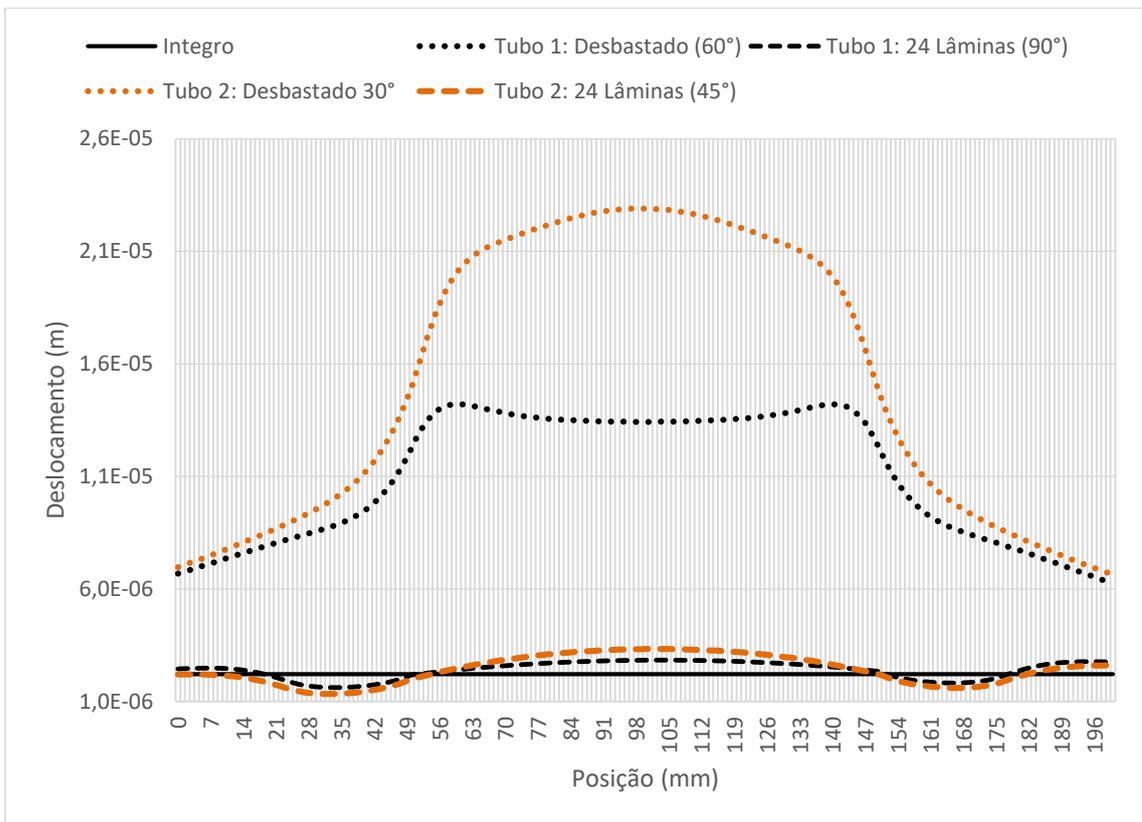


Figura 4.2.39: Deslocamento radial dos tubos reparados com 24 lâminas (0,5 MPa).

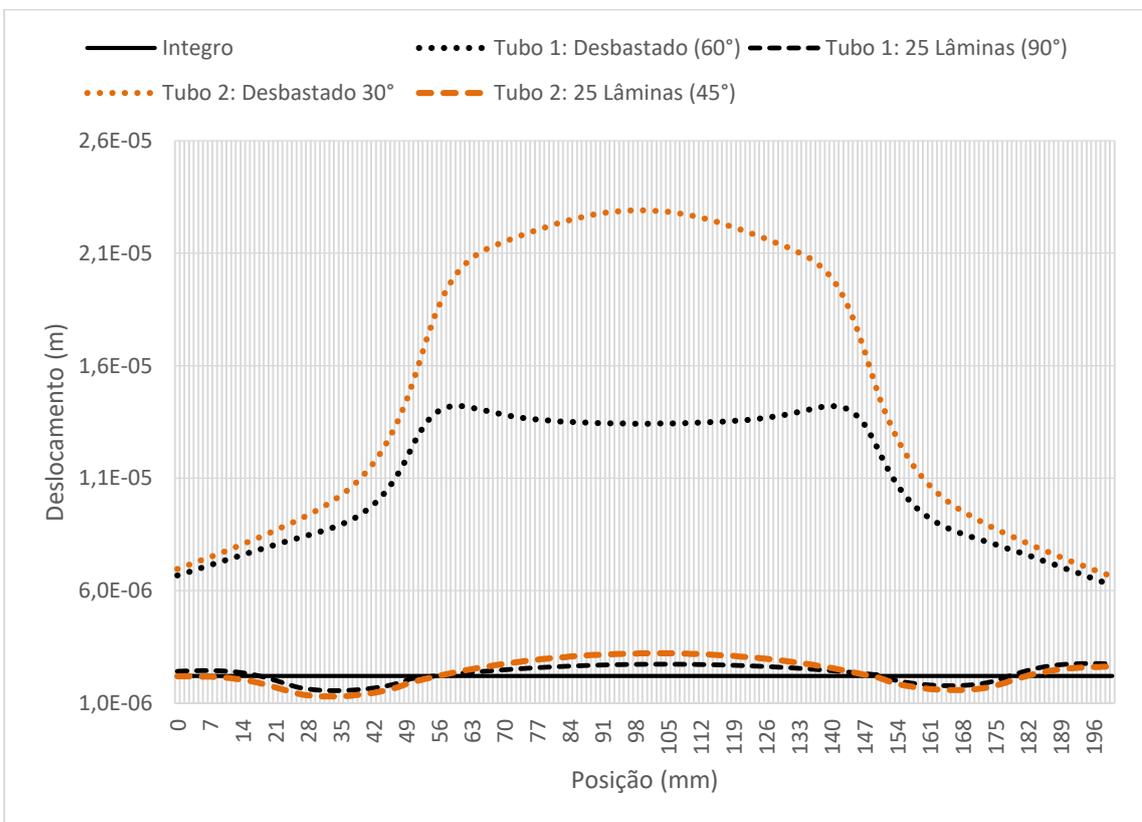


Figura 4.2.40: Deslocamento radial dos tubos reparados com 25 lâminas (0,5 MPa).

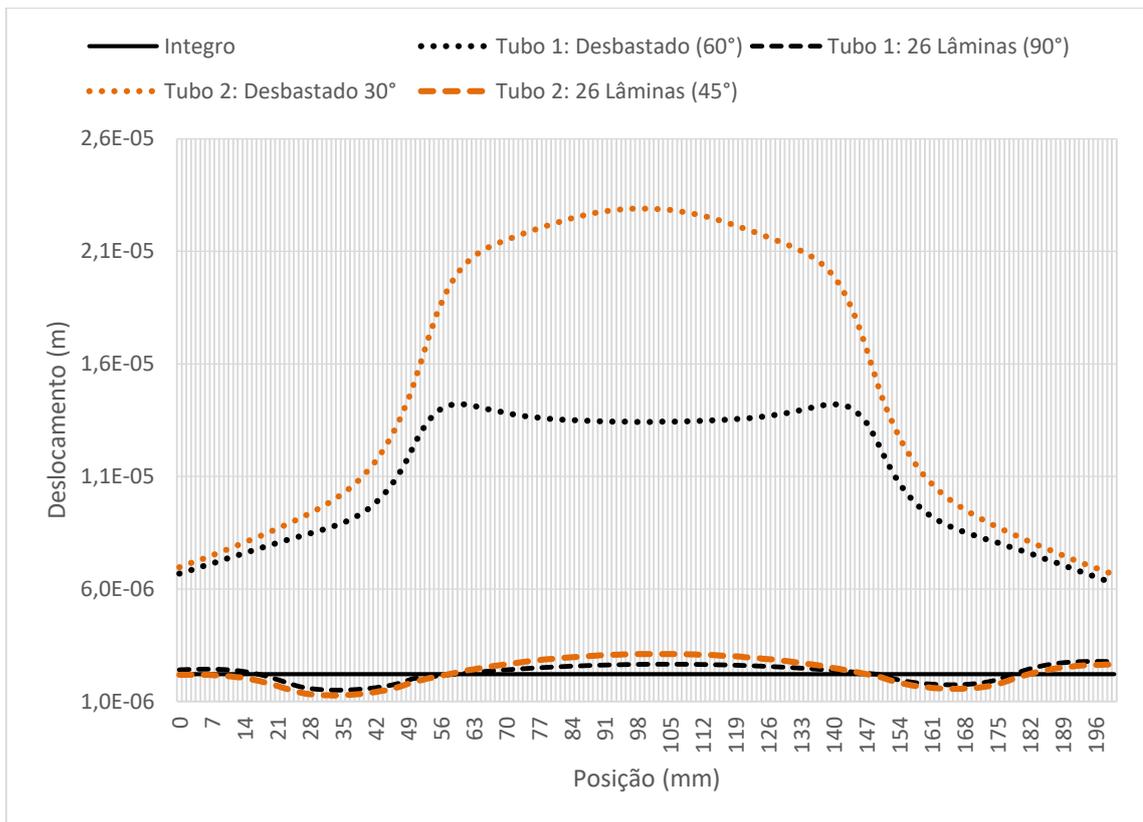


Figura 4.2.41: Deslocamento radial dos tubos reparados com 26 lâminas (0,5 MPa).

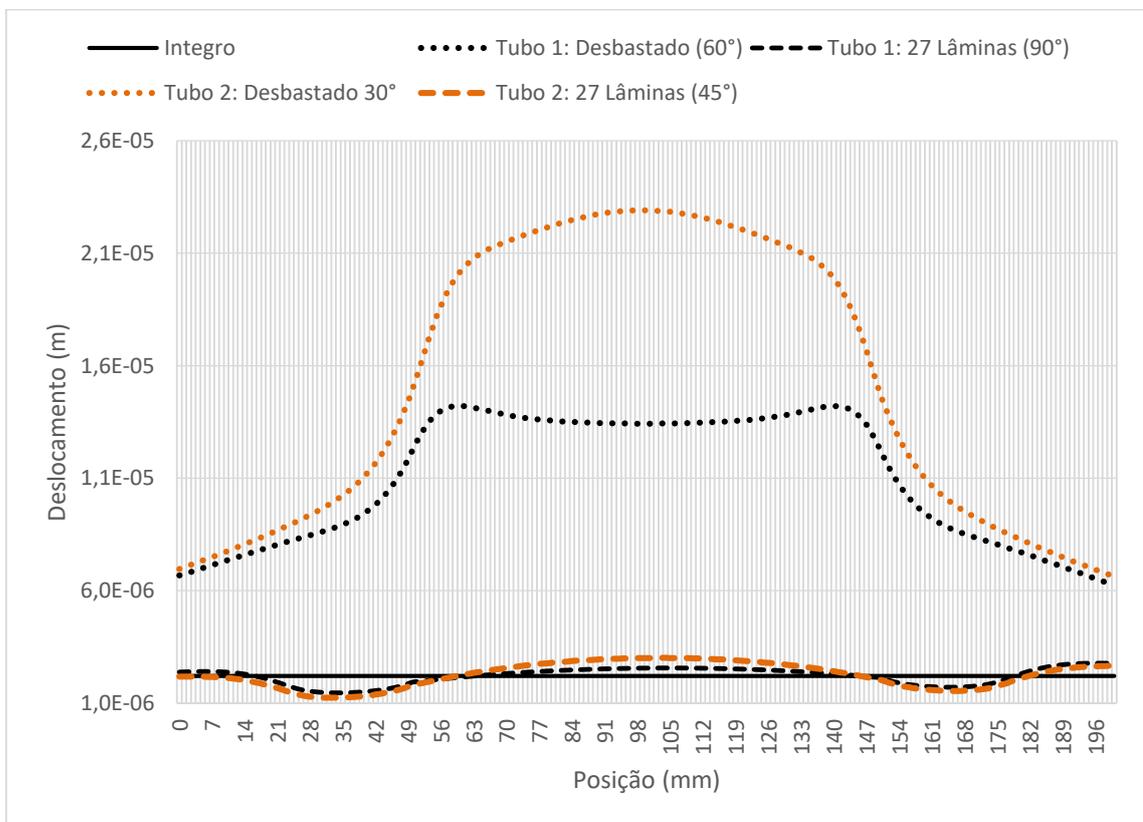


Figura 4.2.42: Deslocamento radial dos tubos reparados com 27 lâminas (0,5 MPa).

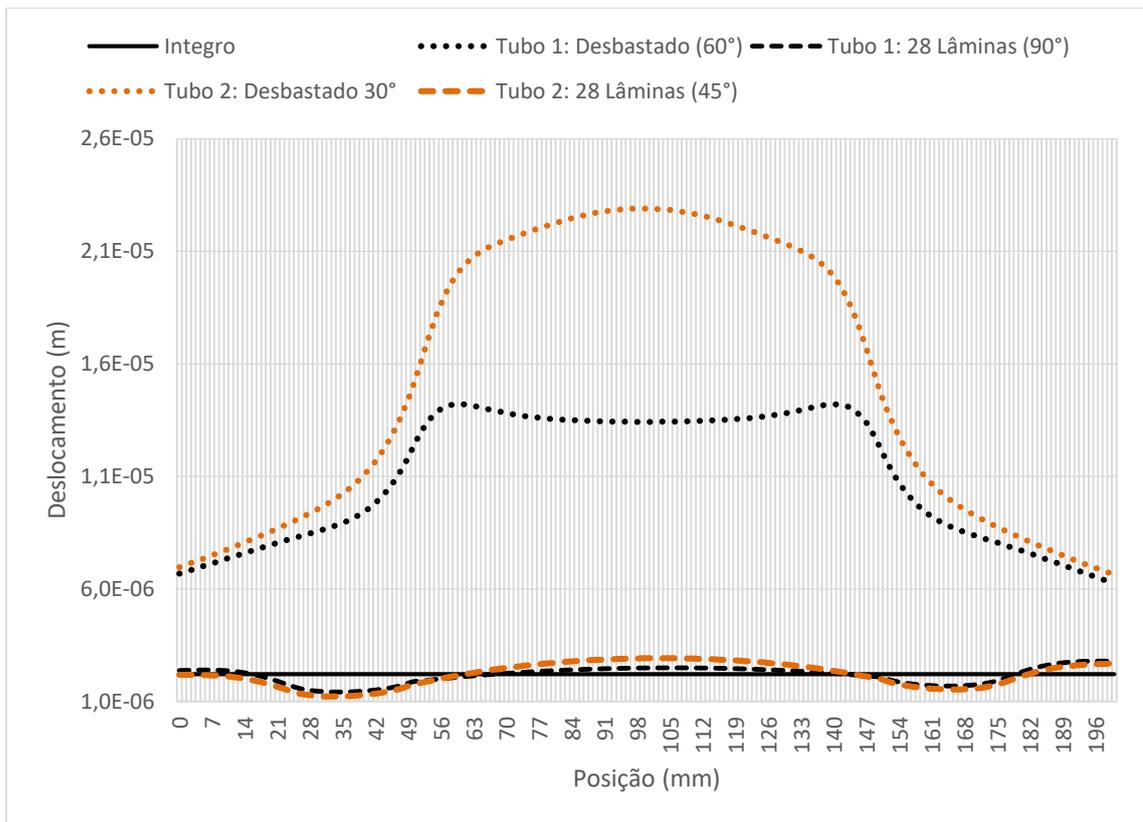


Figura 4.2.43: Deslocamento radial dos tubos reparados com 28 lâminas (0,5 MPa).

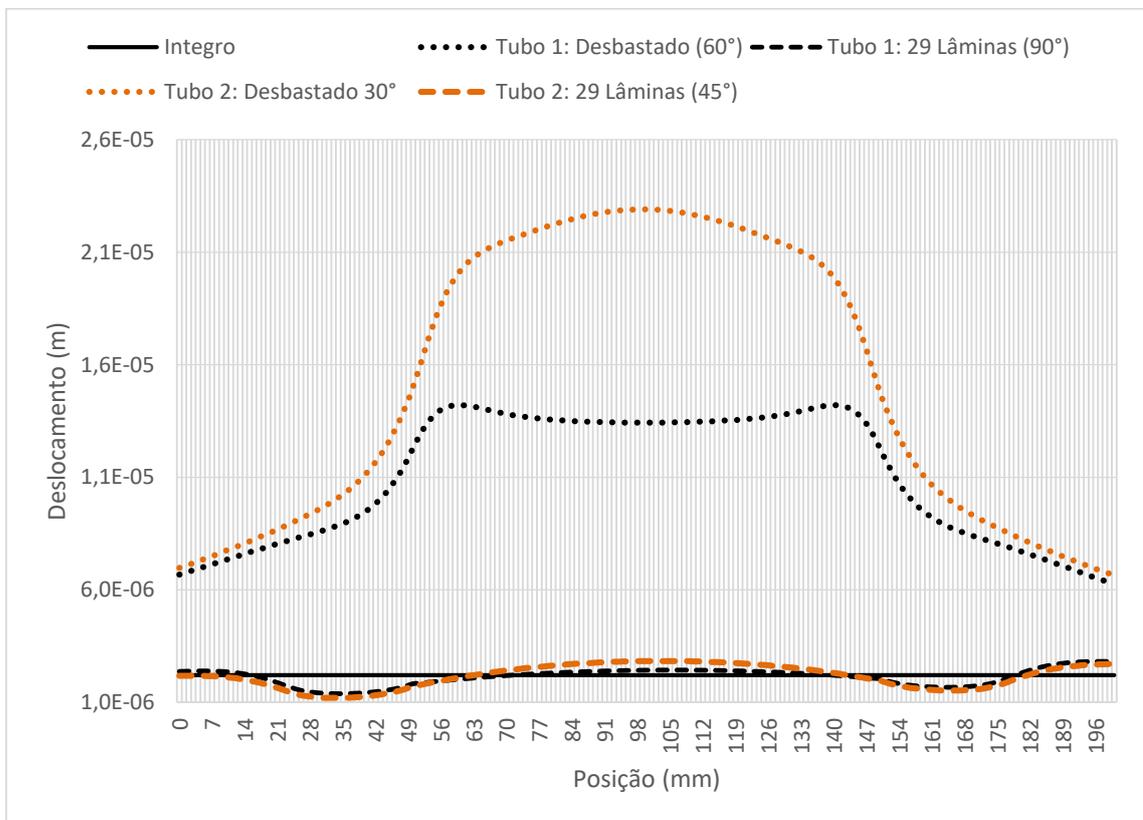


Figura 4.2.44: Deslocamento radial dos tubos reparados com 29 lâminas (0,5 MPa).

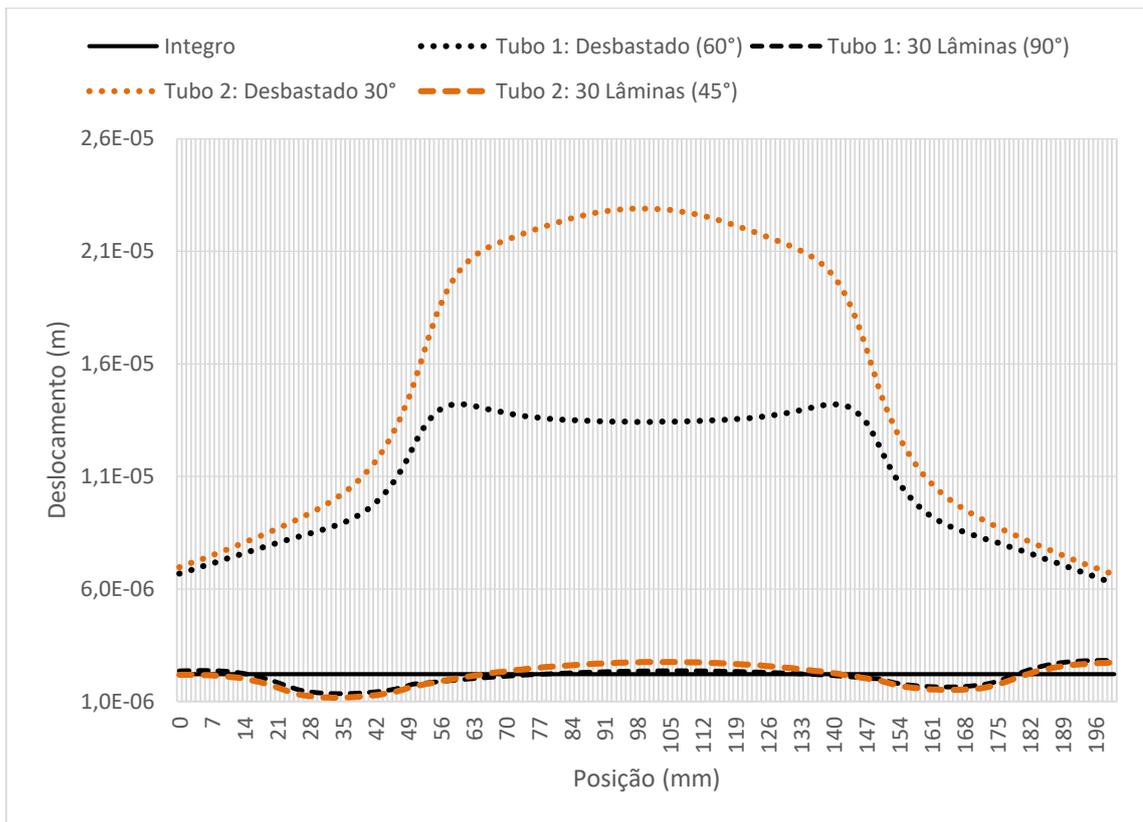


Figura 4.2.45: Deslocamento radial dos tubos reparados com 30 lâminas (0,5 MPa).

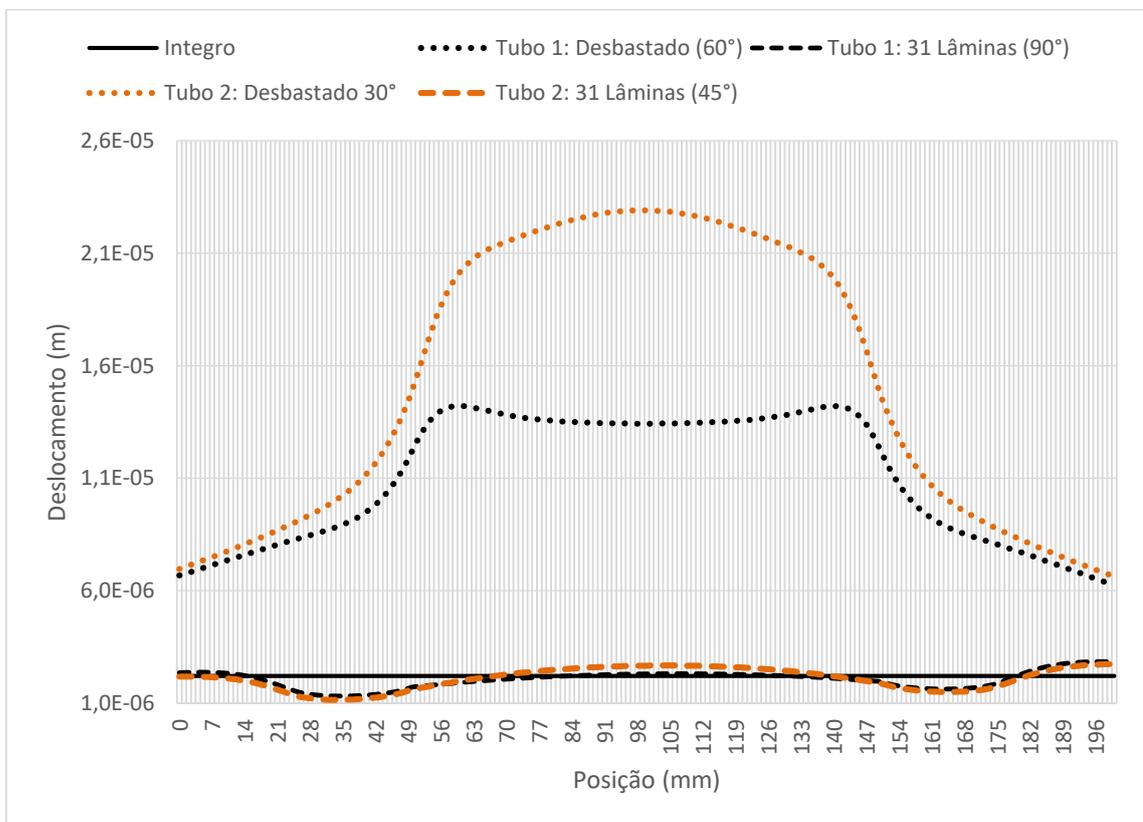


Figura 4.2.46: Deslocamento radial dos tubos reparados com 31 lâminas (0,5 MPa).

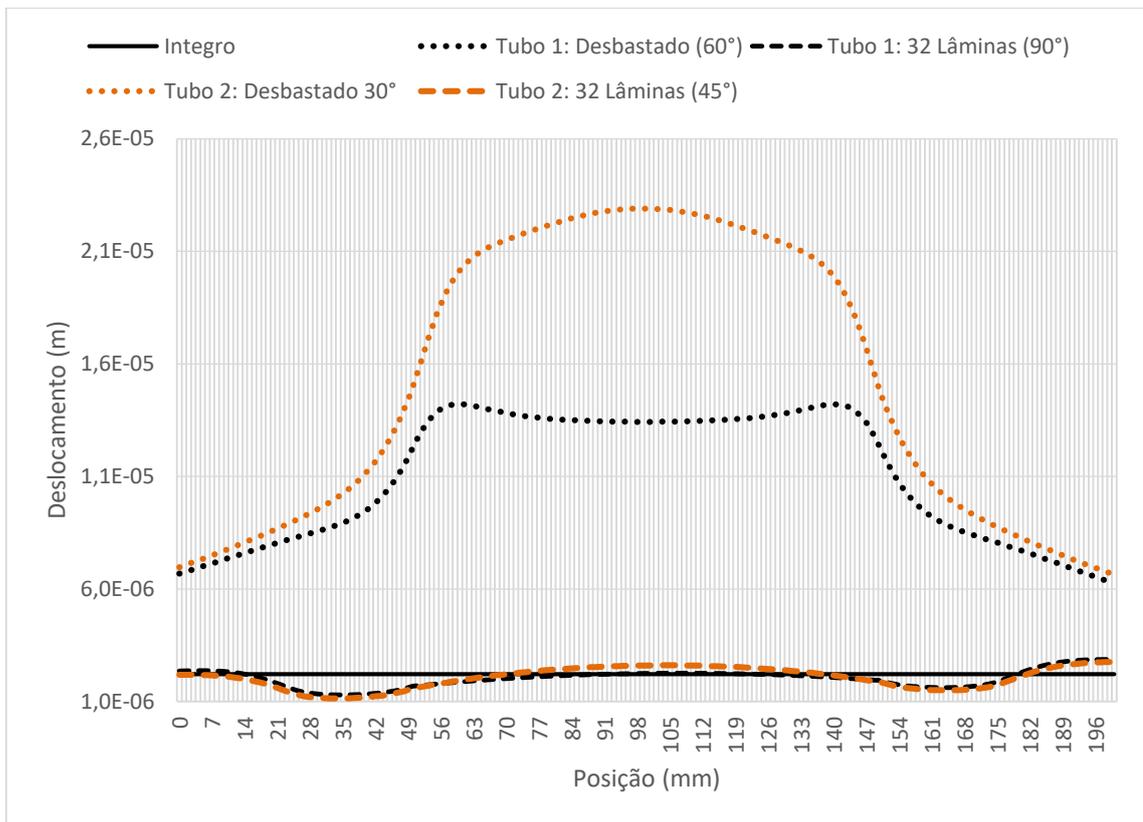


Figura 4.2.47: Deslocamento radial dos tubos reparados com 32 lâminas (0,5 MPa).

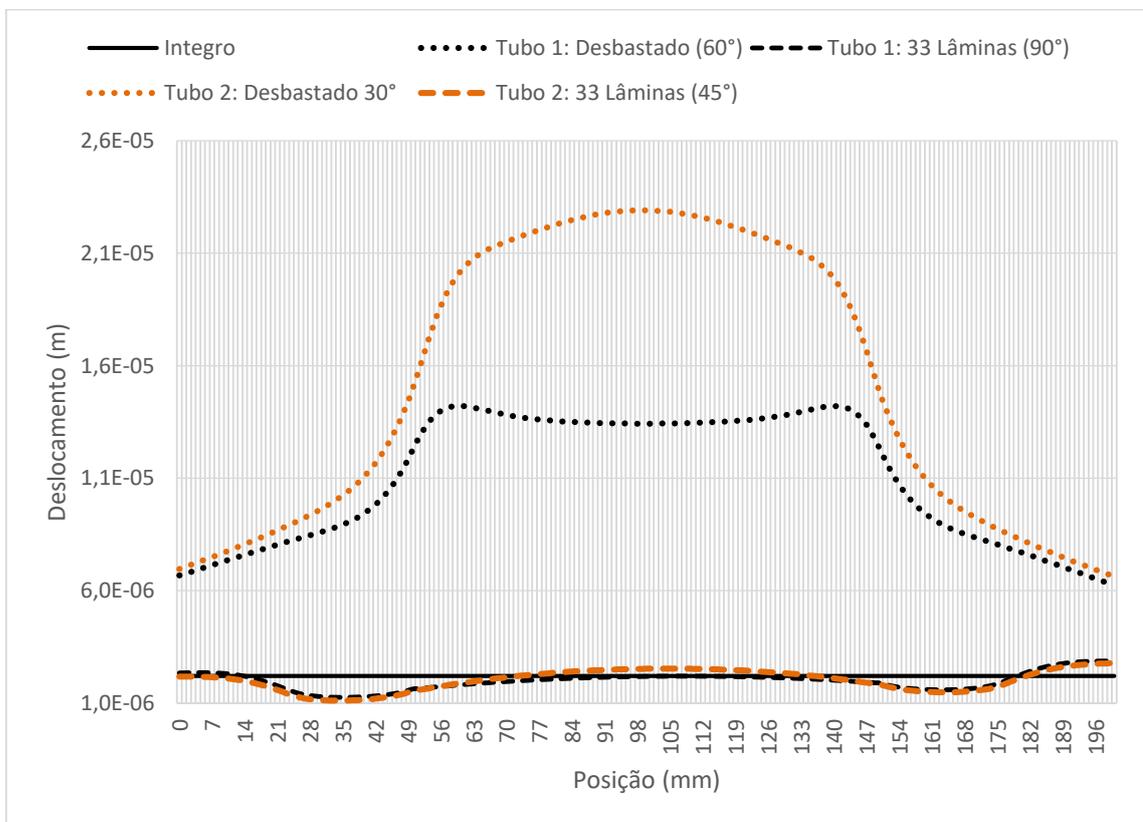


Figura 4.2.48: Deslocamento radial dos tubos reparados com 33 lâminas (0,5 MPa).

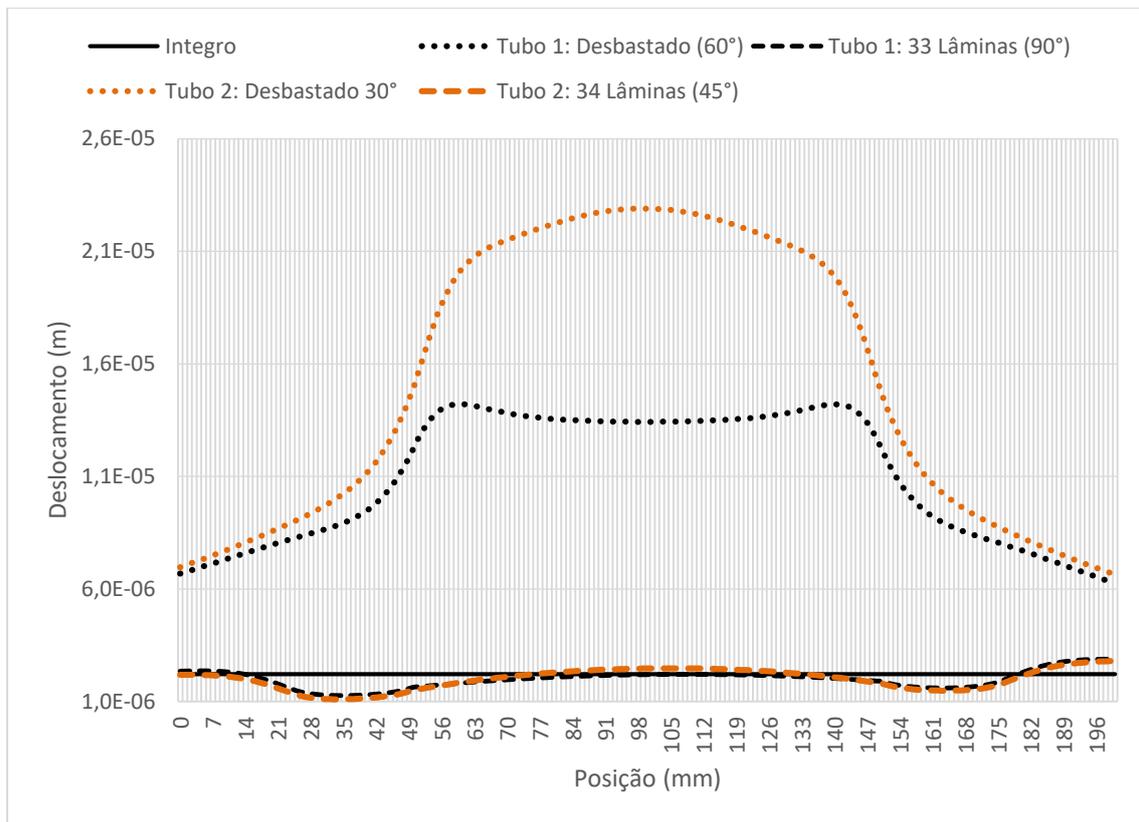


Figura 4.2.49: Deslocamento radial dos tubos reparados com 34 lâminas (0,5 MPa).

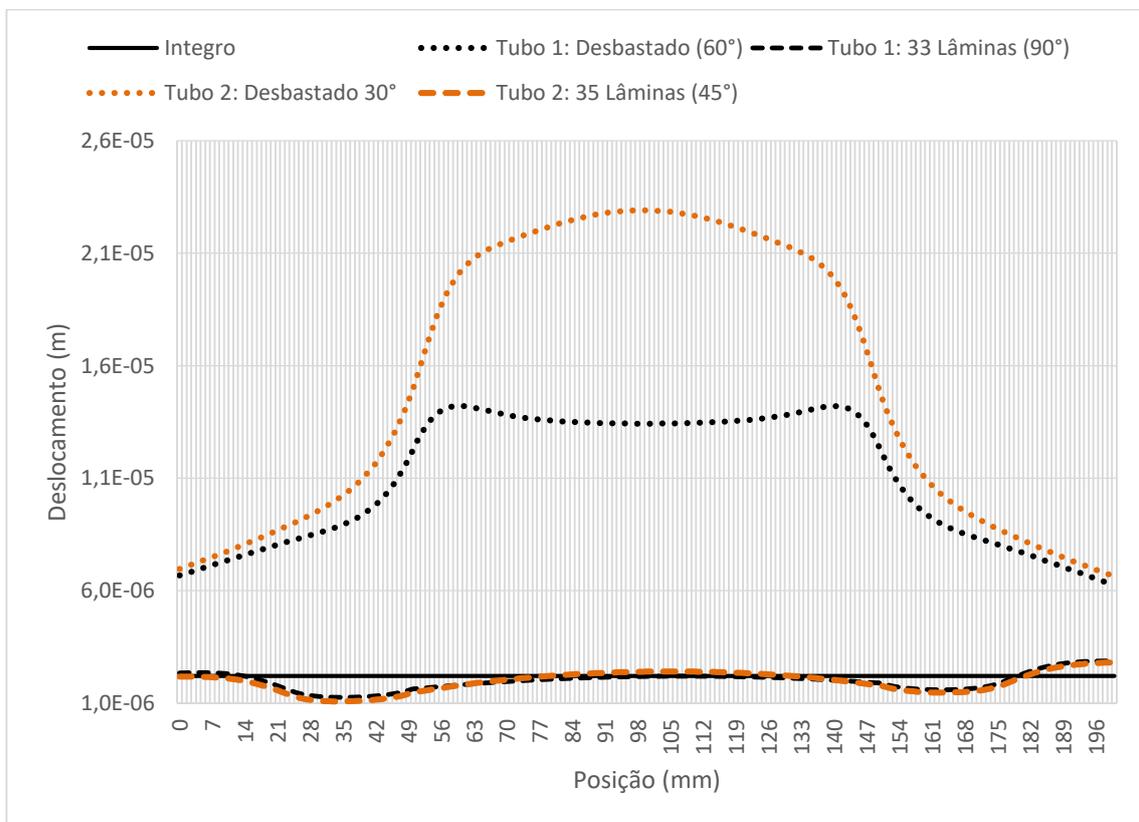


Figura 4.2.50: Deslocamento radial dos tubos reparados com 35 lâminas (0,5 MPa).

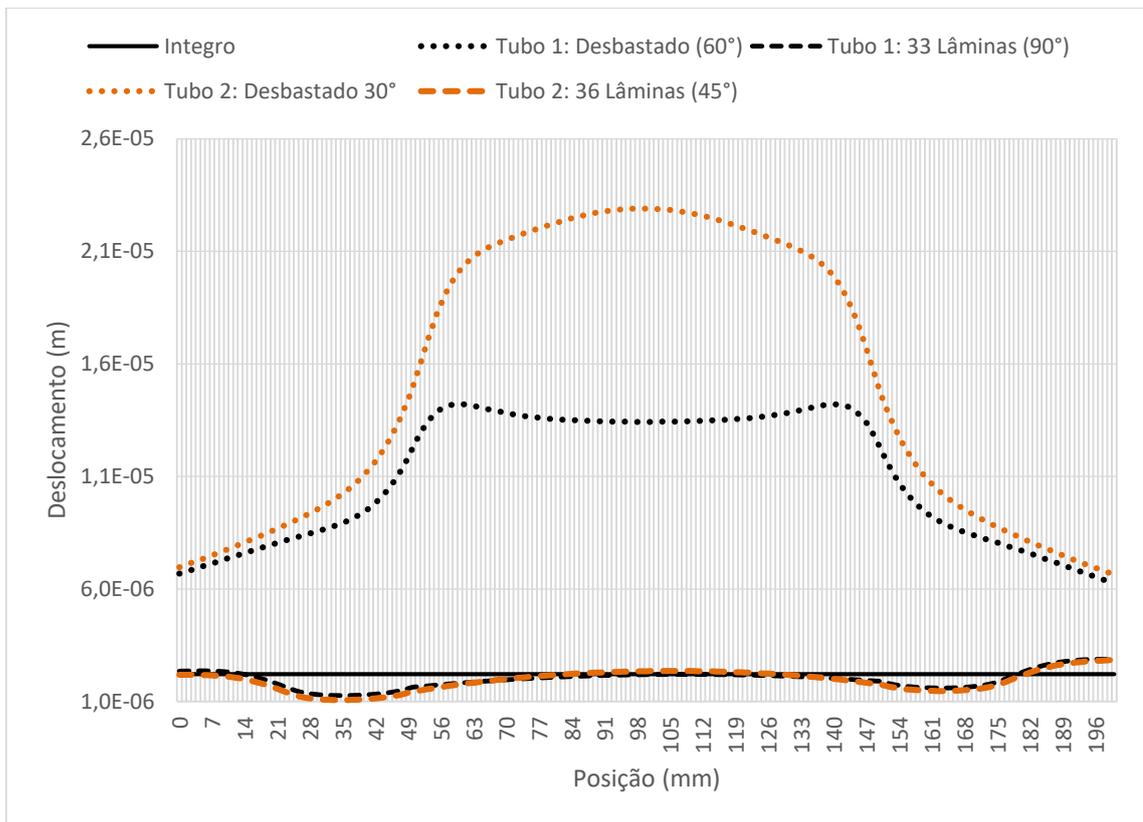


Figura 4.2.51: Deslocamento radial dos tubos reparados com 36 lâminas (0,5 MPa).

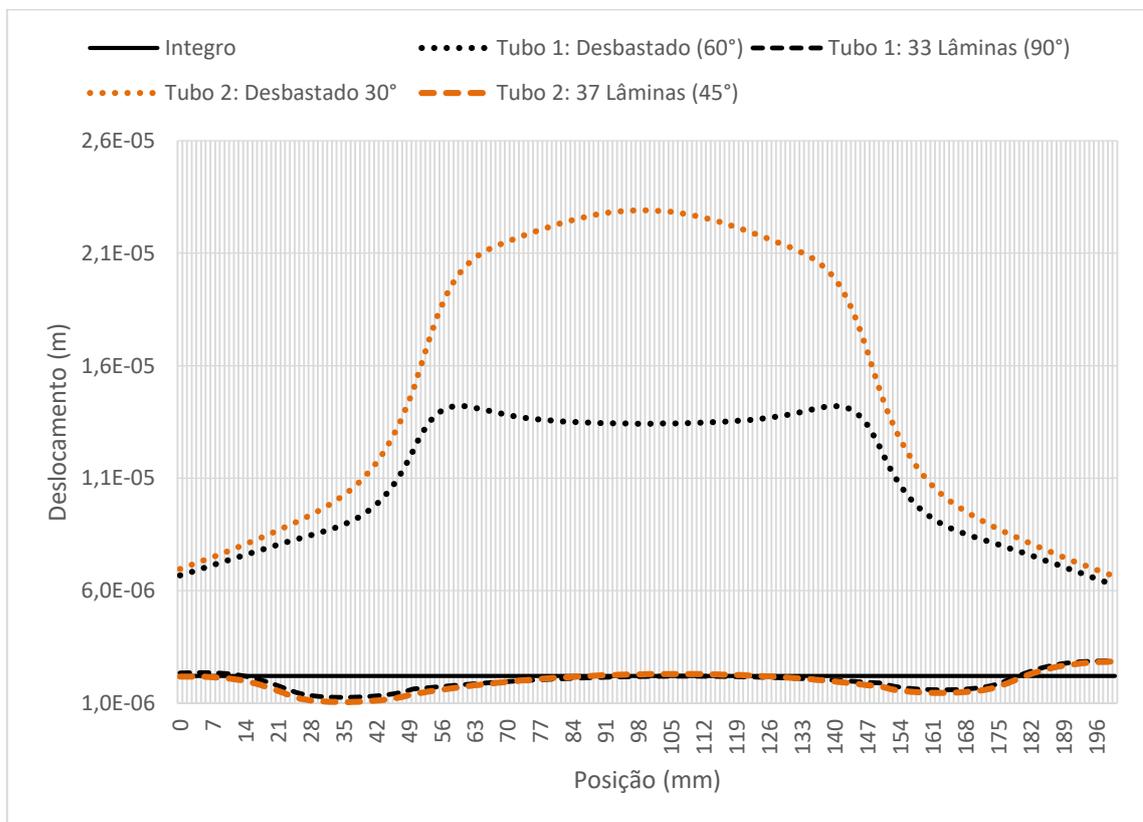


Figura 4.2.52: Deslocamento radial dos tubos reparados com 37 lâminas (0,5 MPa).

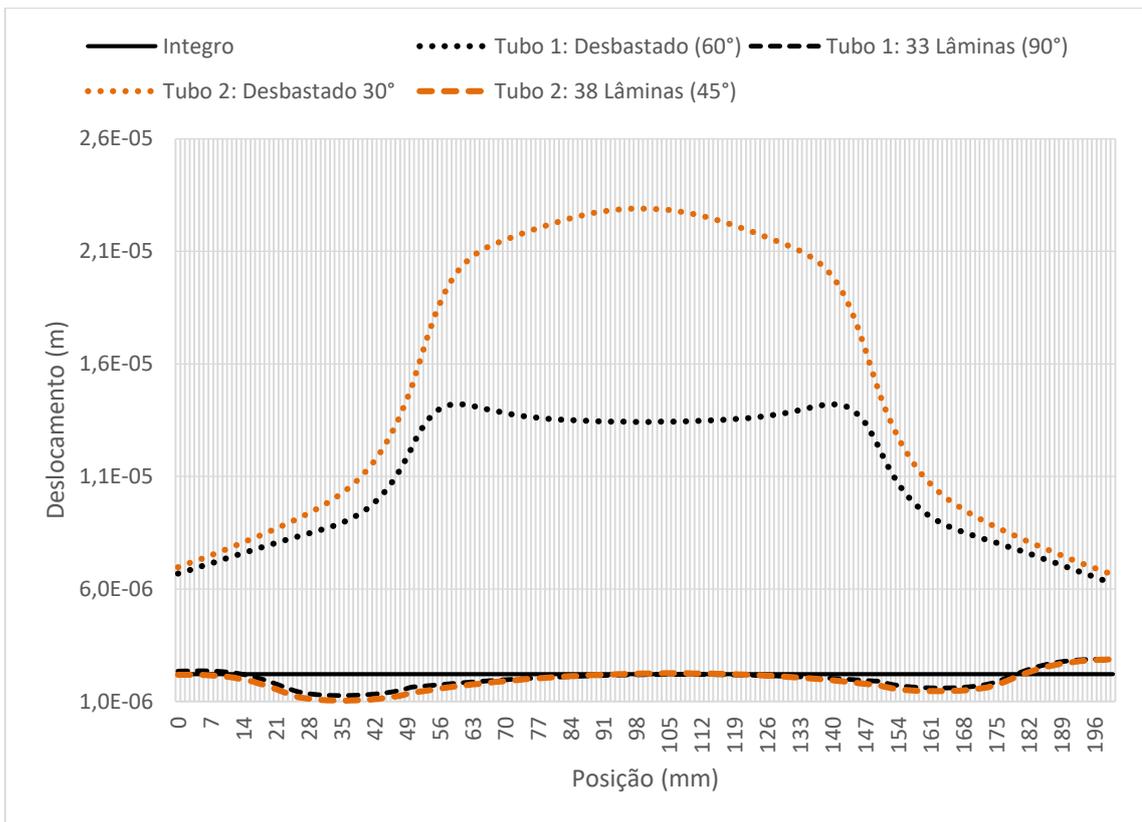


Figura 4.2.53: Deslocamento radial dos tubos reparados com 38 lâminas (0,5 MPa).

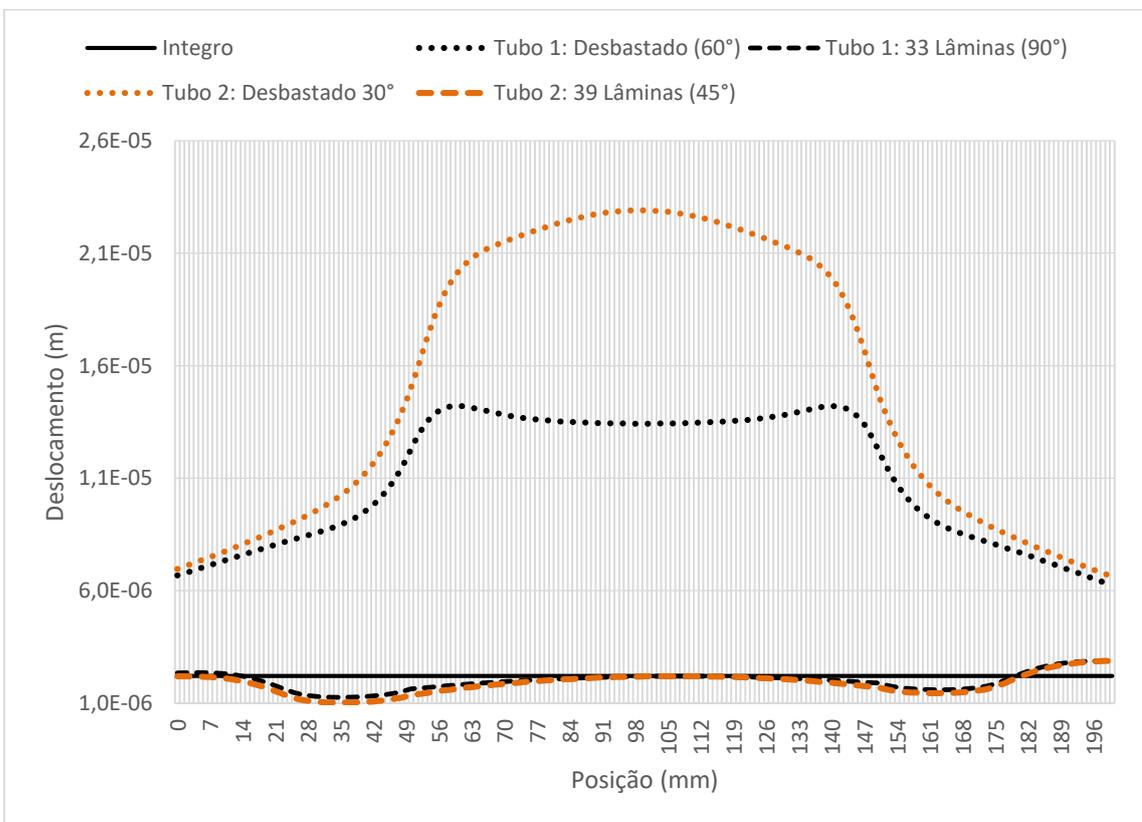


Figura 4.2.54: Deslocamento radial dos tubos reparados com 39 lâminas (0,5 MPa).

A respeito das informações da Figura 4.2.25 à Figura 4.2.54, é possível tecer os seguintes comentários:

- a) Observa-se que, quanto menor o ângulo do desbaste, maior é quantidade de lâminas necessárias para restabelecer a maior parte do perfil do comprimento central do tubo. Ademais, nota-se que em nenhuma das situações simuladas foi possível restaurar por inteiro a rigidez do tubo.
- b) Nota-se que, a despeito das formas destoantes entre os perfis do deslocamento radial dos tubos 1 e 2 na situação desbastada, após a aplicação do reparo os perfis passam a se assemelhar, indicando a tendência de perfil do deslocamento na direção circunferencial para qualquer caso em função da transferência dos esforços do aço para o material compósito.
- c) Além da posição central dos tubos, há outras quatro posições nos gráficos que merecem análise pormenorizada. A posição inicial e final e as posições em que ocorrem as inflexões do deslocamento radial. Todos estes pontos terão avaliação detalhada nos gráficos da Figura 4.2.55 e da Figura 4.2.56.
- d) O tubo 2 é o primeiro a ter uma porção com estrangulamento. A partir da 14ª lâmina este tubo passa a ter um estrangulamento na posição 33 milímetros do gráfico, ou no ponto 183 mm do tubo. A partir da 15ª lâmina o tubo 2 também passa a ter um estrangulamento na posição 167 mm do gráfico, ou no ponto 317 do tubo. Ou seja, estes pontos representam os primeiros com o restabelecimento da rigidez mecânica, enquanto a posição central ainda demanda uma quantidade maior de lâminas.
- e) O tubo 1 passa a ter uma porção com estrangulamento a partir da 18ª lâmina, na posição na posição 33 milímetros do gráfico, ou no ponto 183 mm do tubo. A partir da 19ª lâmina o tubo 1 também passa a ter um estrangulamento na posição 167 mm do gráfico, ou no ponto 317 do tubo. Ou seja, estes pontos representam os primeiros com o restabelecimento da rigidez mecânica deste tubo, enquanto a posição central ainda demanda uma quantidade maior de lâminas.
- f) Até a 33ª lâmina, ocasião em que o tubo 1 passa a ter sua porção central com rigidez restabelecida, o tubo 2 apresenta maior valor absoluto de estrangulamento nos pontos 33 milímetros e 167 milímetros, bem como possui uma maior área estrangulada quando comparado com o tubo 2.
- g) Não há uma simetria perfeita no perfil do deslocamento radial de ambos os tubos. O que se pode perceber é que, à medida em que se aumenta a rigidez dos tubos por meio da aplicação de lâminas de reparo compósito, aumenta a discrepância visual e

numérica entre os resultados das extremidades, conforme apresentado na Tabela 4.15 abaixo.

Tabela 4.15: Variação dos valores do deslocamento entre as extremidades dos gráficos dos tubos 1 e 2.

	Tubo 1			Tubo 2		
	X = 0 mm	X = 200 mm	Diferença	X = 0 mm	X = 200 mm	Diferença
10 Lâminas	3,78E-06	3,68E-06	-1,03E-07	3,08E-06	3,15E-06	-7,00E-08
20 Lâminas	2,58E-06	2,76E-06	1,81E-07	2,26E-06	2,56E-06	-3,00E-07
30 Lâminas	2,39E-06	2,78E-06	3,87E-07	2,18E-06	2,72E-06	-5,40E-07
33 Lâminas	2,36E-06	2,83E-06	4,63E-07	2,18E-06	2,78E-06	-6,00E-07
39 Lâminas	-	-	-	2,19E-06	2,89E-06	-7,00E-07

- h) No tubo 1, até a 14^a lâmina o valor do deslocamento radial na extremidade esquerda do gráfico (x=0 mm) é superior ao valor daquele da extremidade direita do gráfico (x=200 mm). A partir da 14^a lâmina esta situação se iguala e inverte. Isso significa que é necessário um cuidado especial e uma verificação do deslocamento radial após esta coordenada no tubo 1 para verificar se a sua tendência de aumento observada na região plotada no gráfico se estende à porção final do tubo não representada no gráfico (a partir da coordenada 350 mm até a coordenada 500 mm).
- i) No tubo 2 também é importante um cuidado especial e uma verificação do deslocamento radial após a coordenada 200 mm do gráfico, a partir da 21^a lâmina, uma vez que, a partir desta, o aumento da rigidez eleva os resultados obtidos na extremidade direita do tubo.

Os gráficos da Figura 4.2.55 e da Figura 4.2.56 permitem visualizar grande parte das informações apresentadas nos pontos anteriores, uma vez que apresentam os resultados do deslocamento radial em pontos diferentes do perfil do tubo, variando à medida que se acrescentam lâminas de material compósito, tanto para o tubo 1 como para o tubo 2, respectivamente. Estes gráficos citados mostram que, de fato, o ponto crítico para análise do estufamento é o ponto central do tubo, e que apenas nas adjacências dos pontos 33 milímetros e 167 milímetros há estrangulamento.

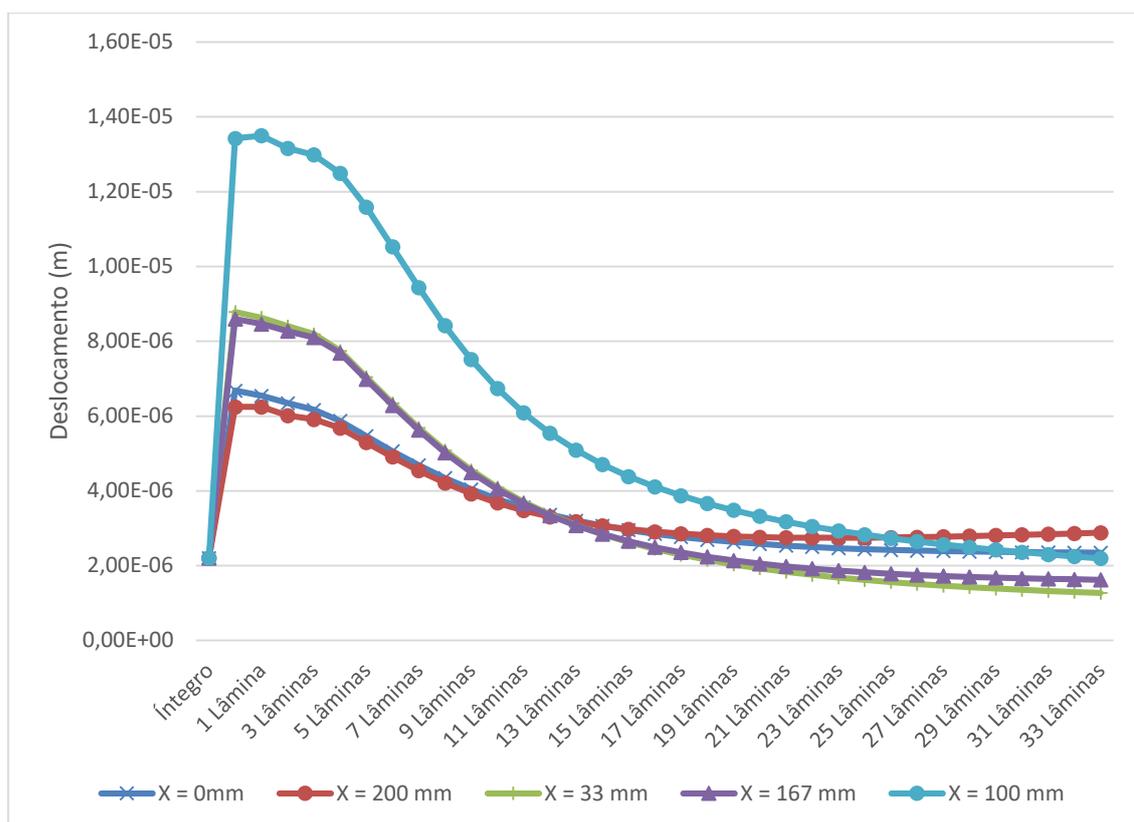


Figura 4.2.55: Variação do deslocamento radial do tubo 1 em 5 posições de análise.

Uma comparação entre os gráficos da Figura 4.2.55 e da Figura 4.2.56 permite mais uma vez constatar que o valor do deslocamento radial do tubo 2 é superior ao do tubo 1, e que, por outro lado, a recuperação do tubo 2 com a aplicação das primeiras lâminas é mais eficiente do que a do tubo 1. Apesar disso, a curva do deslocamento radial no ponto central do tubo 2 perde inclinação, praticamente se estabilizando, o que gera como resultado a necessidade de mais lâminas neste do que no tubo 1.

Considerando os cuidados necessários para garantir que o deslocamento radial verificado na coordenada 200 milímetros não significasse um descontrole dimensional na parte final dos tubos, uma vez que tanto na Figura 4.2.55 quanto na Figura 4.2.56, além das anteriormente mostradas, fica claro o aumento desta grandeza na parte final dos gráficos, buscou-se uma solução para o problema apontado: a inclusão de lâminas em toda a direção circunferencial (360°) nos tubos 1 e 2, apesar de terem desbastes concentrados em ângulos de 60° e 30°, respectivamente.

Os gráficos da Figura 4.2.57 e da Figura 4.2.58 mostram o resultado da inclusão de reparos ao redor de toda a região circunferencial do desbaste.

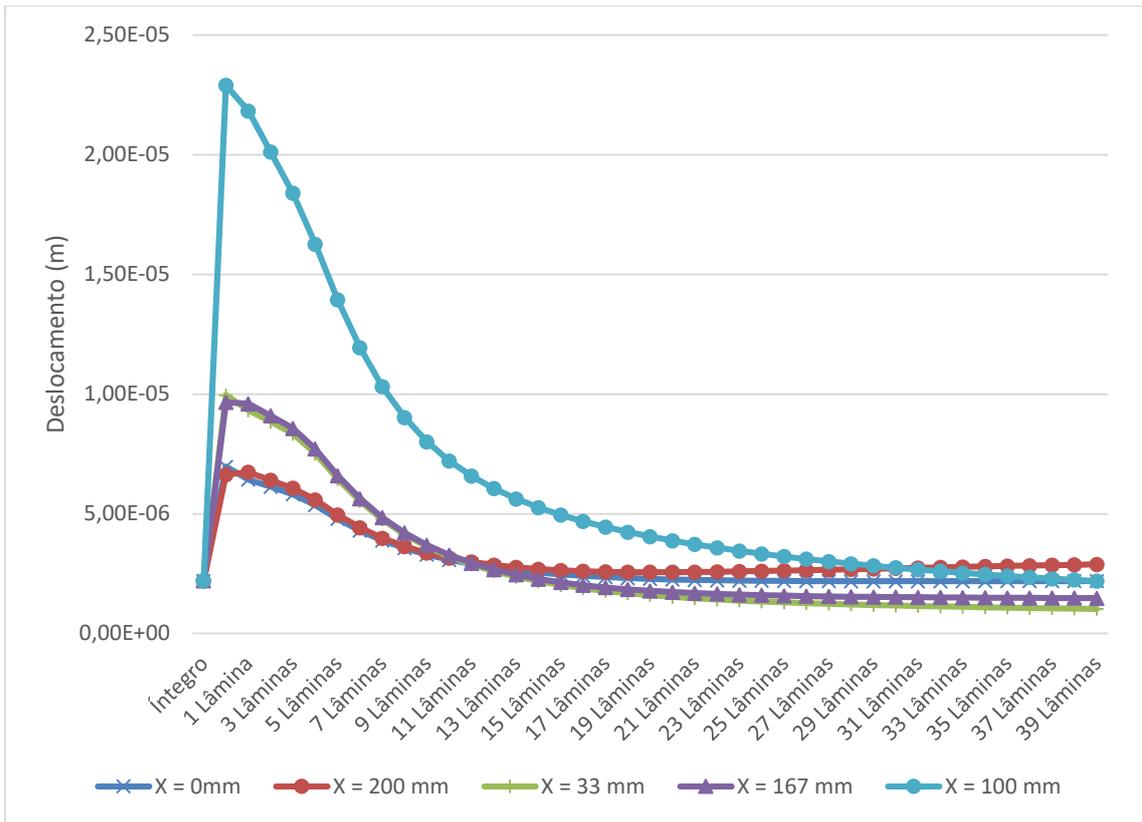


Figura 4.2.56: Variação do deslocamento radial do tubo 2 em 5 posições de análise.

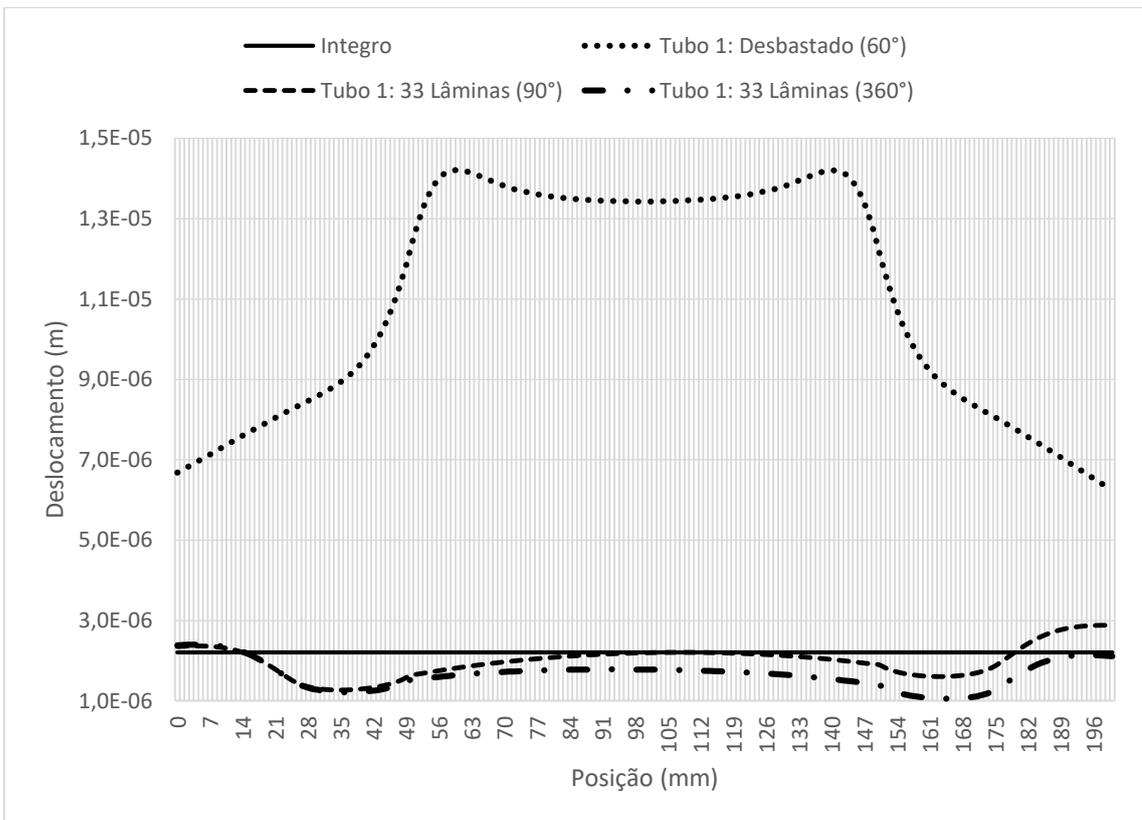


Figura 4.2.57: Deslocamento radial do tubo 1 reparado com 33 lâminas (0,5 MPa).

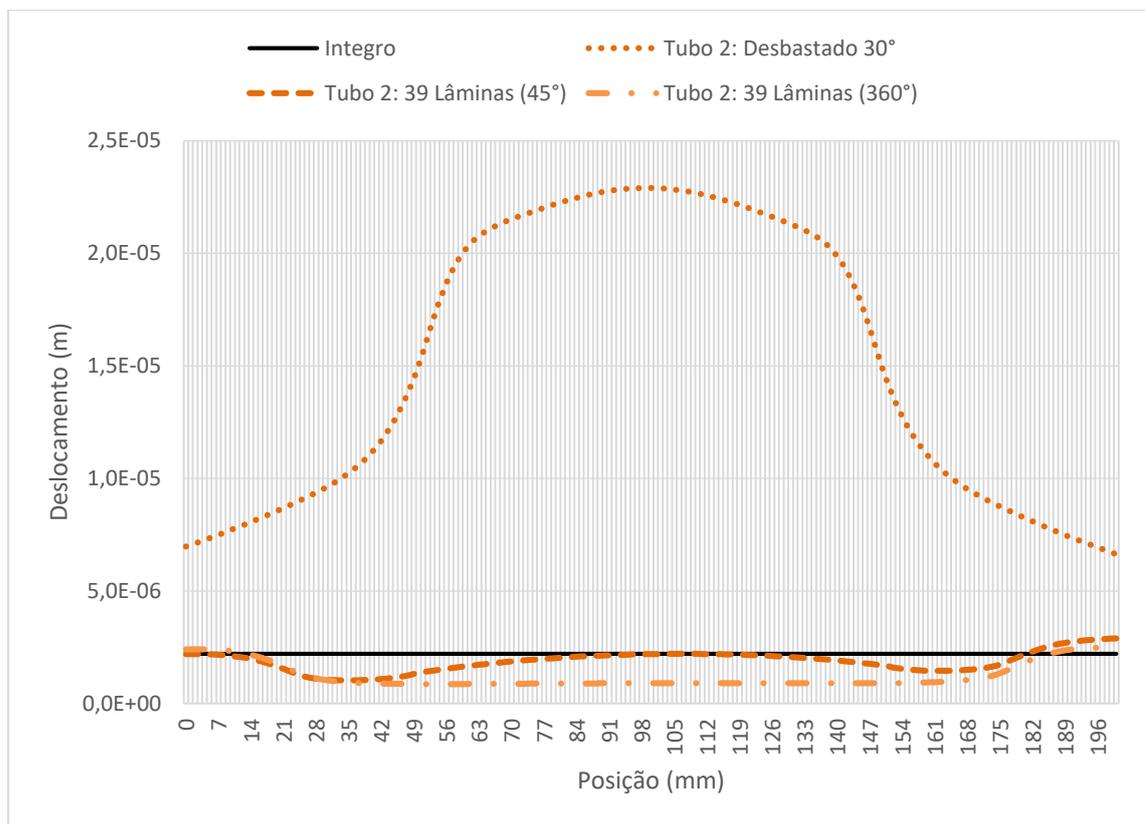


Figura 4.2.58: Deslocamento radial do tubo 2 reparado com 39 lâminas (0,5 MPa).

É possível perceber por meio dos gráficos anteriores que o reparo ao redor de toda a região circunferencial do desbaste de fato controla o deslocamento radial na coordenada final apresentada, ou seja, o valor desta grandeza no ponto 200 milímetros do gráfico é inferior, em ambos os tubos, ao valor obtido por meio da aplicação de um reparo concentrado. Além disso, a tendência é de estabilização e não de aumento do valor do deslocamento, o que pode ser verificado também pela tendência da curva apresentada nos gráficos.

Nota-se também que a utilização de lâminas em 360° nos tubos 1 e 2 aumenta a eficiência do reparo considerando o estufamento. Em outras palavras, pensando especialmente no valor do deslocamento radial no ponto central do tubo, esta configuração de reparo permitiria adotar uma quantidade menor de lâminas para a restauração da rigidez neste ponto. Verifica-se ainda que a tendência de achatamento do perfil dos tubos na região central se mantém, assim como o aumento do estrangulamento nas coordenadas 33 milímetros e 167 milímetros. Desta forma, buscando encontrar a situação que represente a situação ótima em termos de custo e eficiência para a restauração da rigidez dos tubos 1 e 2, foram realizadas simulações, cujos resultados estão apresentados na Figura 4.2.59 e Figura 4.2.60.

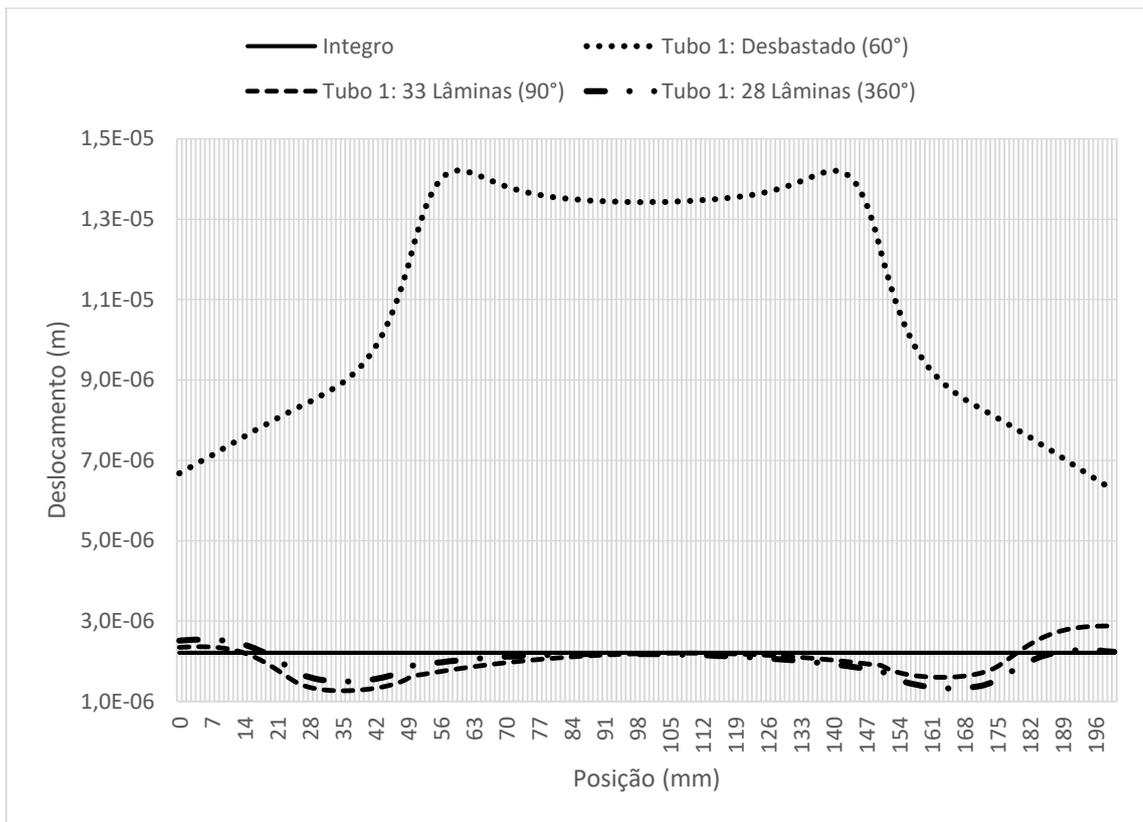


Figura 4.2.59: Deslocamento radial do tubo 1 com 28 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

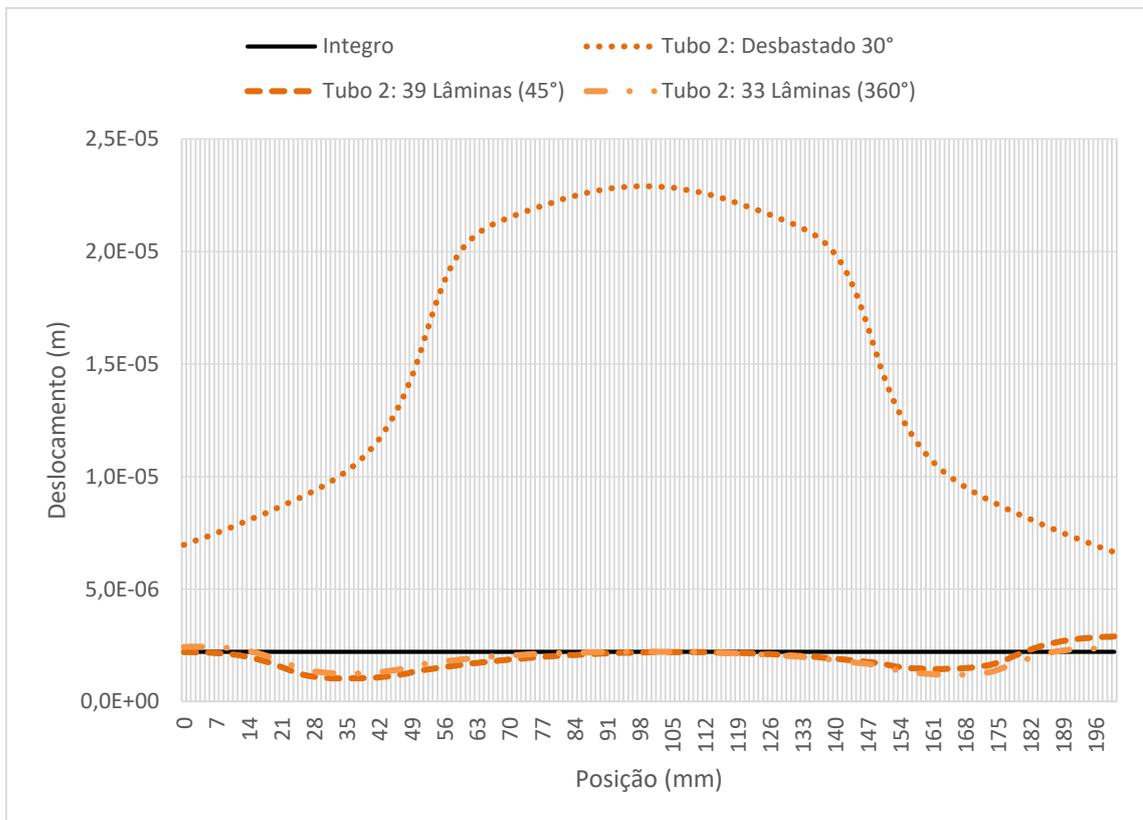


Figura 4.2.60: Deslocamento radial do tubo 2 com 33 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

A utilização, portanto, de 28 lâminas aplicadas ao redor de toda a região circunferencial do tubo 1 (desbastado em um ângulo de 60°) permite alcançar a melhor configuração de reparo sob a perspectiva da restauração da rigidez mecânica, pois, ao tempo em que afasta o estufamento, aparentemente controla o resultado do deslocamento radial na coordenada 200 milímetros, diminui o estrangulamento na coordenada 33 milímetros e traz de volta a condição de simetria do perfil do deslocamento do tubo.

Quanto ao tubo 2, a utilização de 33 lâminas aplicadas ao redor de toda a região circunferencial permite alcançar a melhor configuração de reparo sob a perspectiva da restauração da rigidez mecânica, pois também afasta o estufamento, aparentemente controla o resultado do deslocamento radial na coordenada 200 milímetros, diminui o estrangulamento na coordenada 33 milímetros e traz de volta a condição de simetria do perfil do deslocamento radial do tubo.

Apresentados os resultados e discussões abrangendo o deslocamento radial, a seguir será realizada uma breve explanação considerando os resultados da Tensão de von Mises, plotada na Figura 4.2.61 e na Figura 4.2.62.

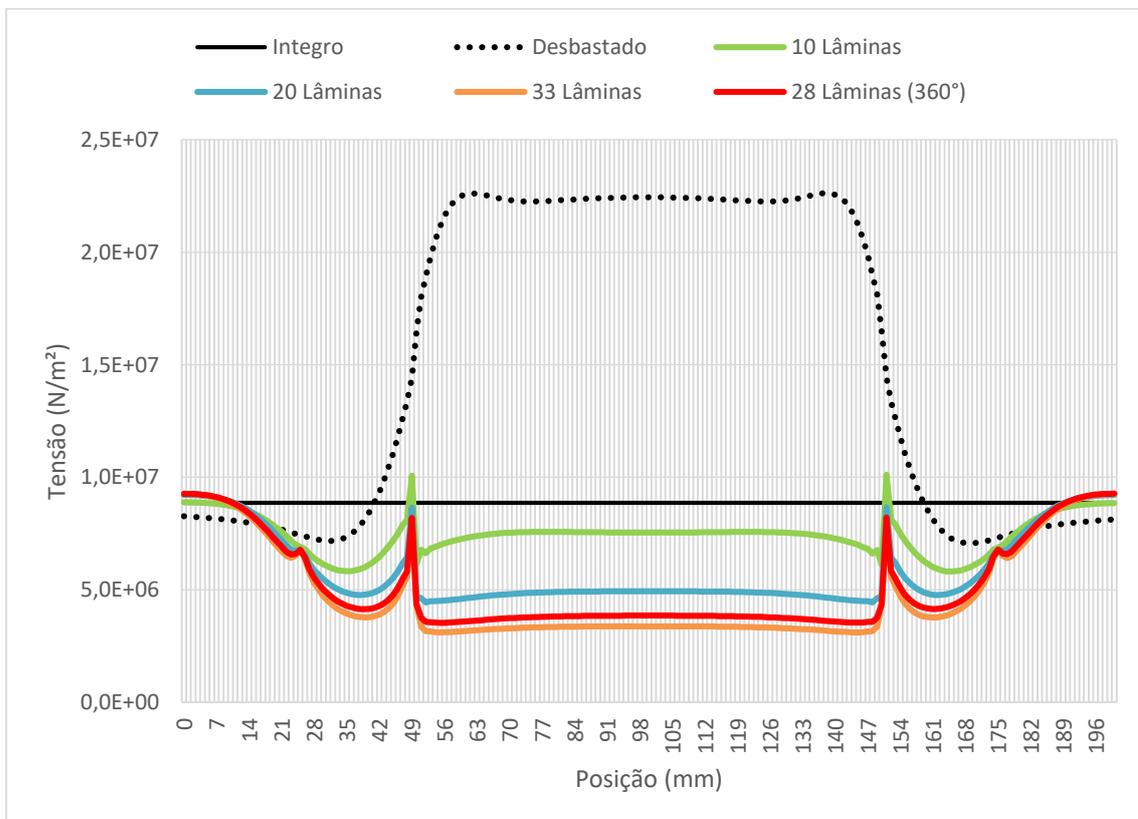


Figura 4.2.61: Tensão de von Mises do tubo 1 (0,5 MPa).

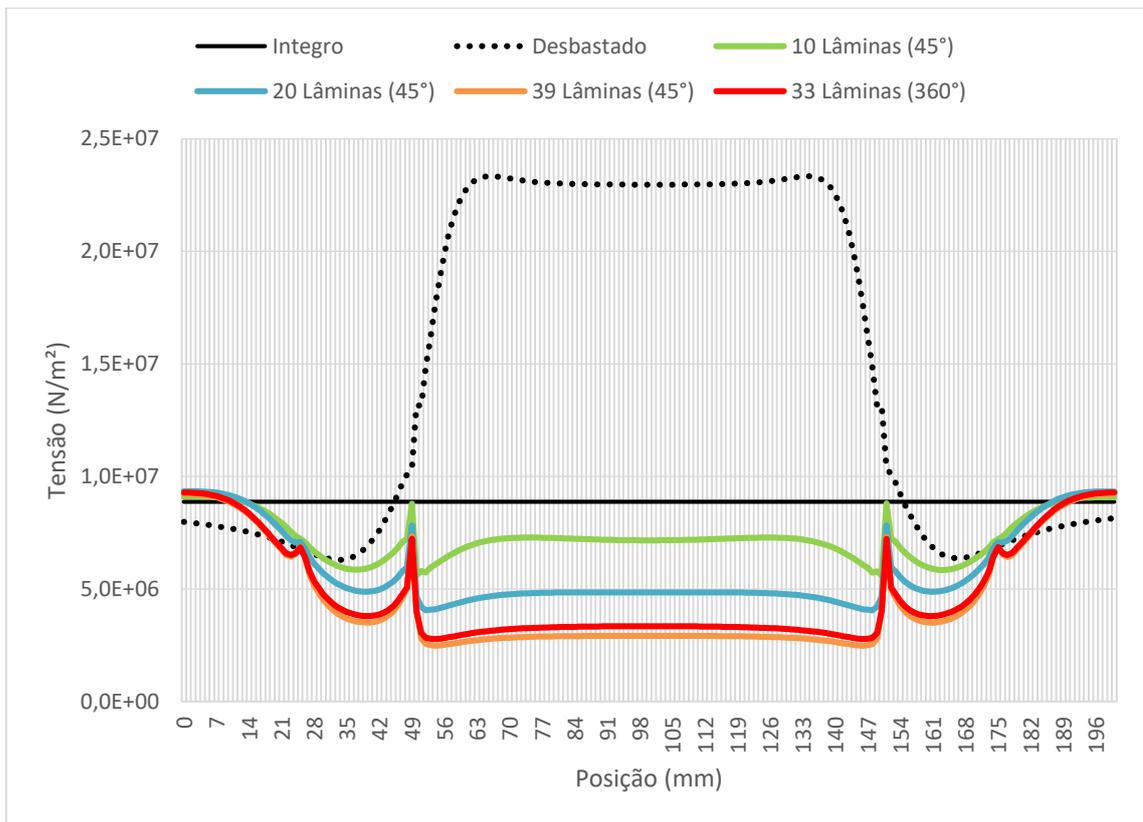


Figura 4.2.62: Tensão de von Mises do tubo 2 (0,5 MPa).

As figuras citadas permitem verificar, conforme já comentado anteriormente no texto, que na linha de axisimetria do tubo a Tensão de von Mises pode ser controlada por meio da aplicação de camadas de materiais compósitos. Por outro lado, é importante destacar que o aumento da rigidez, seja pela quantidade de lâminas, seja pelo ângulo de aplicação na direção circunferencial, impõe posições de concentração de tensões para as quais se deve atentar. Especialmente, pontua-se que em ambos os tubos, a aplicação de 20 lâminas resultava em dois picos de tensões, ocorrência que aumenta para 4 tanto na condição da máxima quantidade de lâminas quanto na condição de reparos aplicados a 360°.

Em sequência são plotados resultados qualitativos das simulações, que buscam apresentar a situação geral de tensões nos tubos, uma vez que os gráficos acima todos ilustram o perfil de resultados de um comprimento delimitado pelo autor para análise ao longo da linha de simetria dos tubos na região dos reparos. Desta forma, os gráficos adiante mostrarão as tendências de distribuição das tensões no material do tubo e do reparo, para uma melhor compreensão do fenômeno físico resultante dos casos testados. A Figura 4.2.63 e a Figura 4.2.64 ilustram a situação geral das tensões resultantes no tubo 1 reparado com 28 lâminas aplicadas em um ângulo de 360°

É possível verificar com clareza o controle de tensões no tubo, especialmente na região central, na região direta de aplicação do reparo. Há indicativos de que as tensões no restante do tubo encontram-se controladas. É possível perceber também que o ponto de tensão máxima no material do tubo encontra-se na região de transição entre o desbaste e a superfície reparada. Além disso, importa destacar que a tensão crítica no tubo ocorre na diagonal de encontro das superfícies desbastadas.

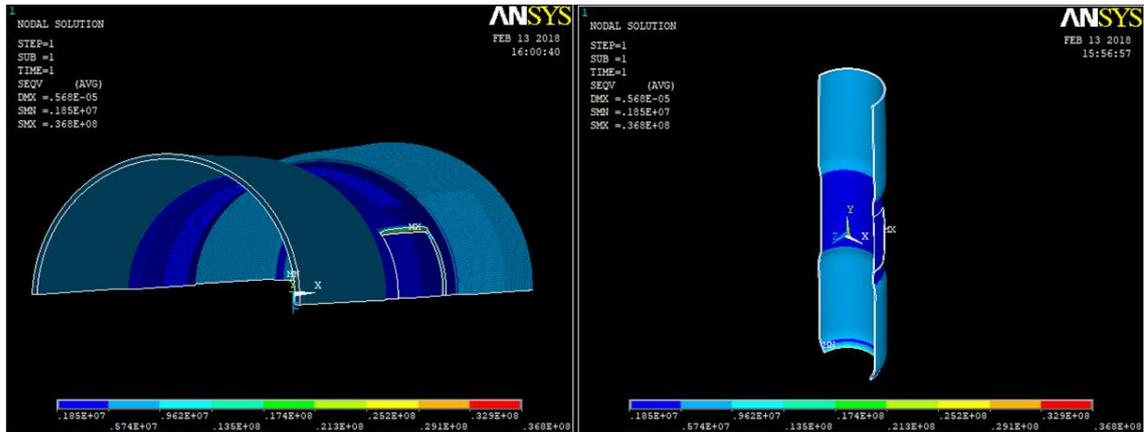


Figura 4.2.63: Tensão de von Mises do tubo 1 com 28 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

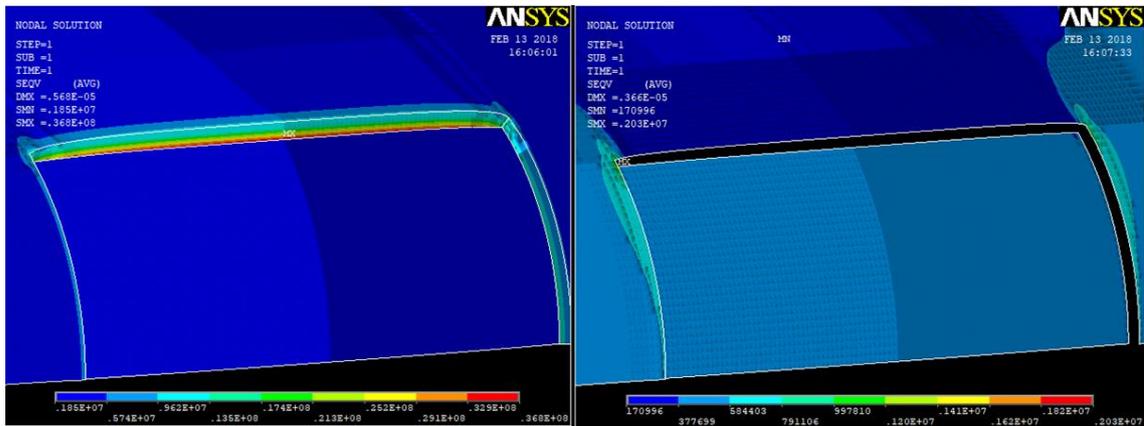


Figura 4.2.64: Tensão de von Mises no aço e no reparo do tubo 1 com 28 lâminas (360°).

A Figura 4.2.65 apresenta a situação do tubo 1 após a aplicação de 33 lâminas de reparo em um ângulo de 90°. Verifica-se que a tensão resultante permanece aproximadamente constante em toda a região do tubo que está distante do reparo. Em toda a região do reparo é possível perceber que os valores da tensão resultante são inferiores aos valores obtidos para as demais regiões do tubo.

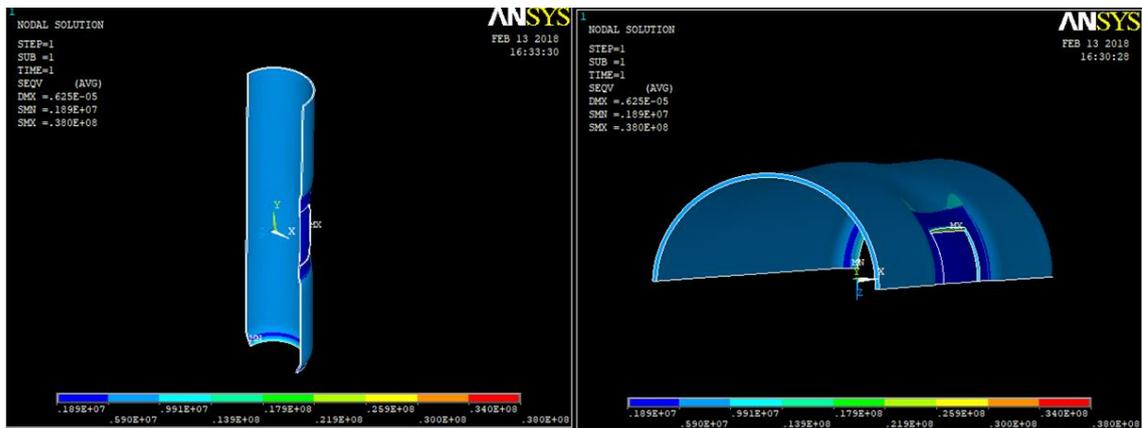


Figura 4.2.65: Tensão de von Mises do tubo 1 com 33 lâminas aplicadas em 90° (0,5 MPa).

Já a Figura 4.2.66 ilustra a região em que se encontra localizada a tensão máxima do material do tubo, ou seja, exatamente na transição entre a região íntegra e a região desbastada. Apesar do controle de tensões obtido por meio da aplicação de reparo compósito, a zona de transição permanece sendo um local de atenção visando a manutenção da rigidez e resistência mecânica do componente.

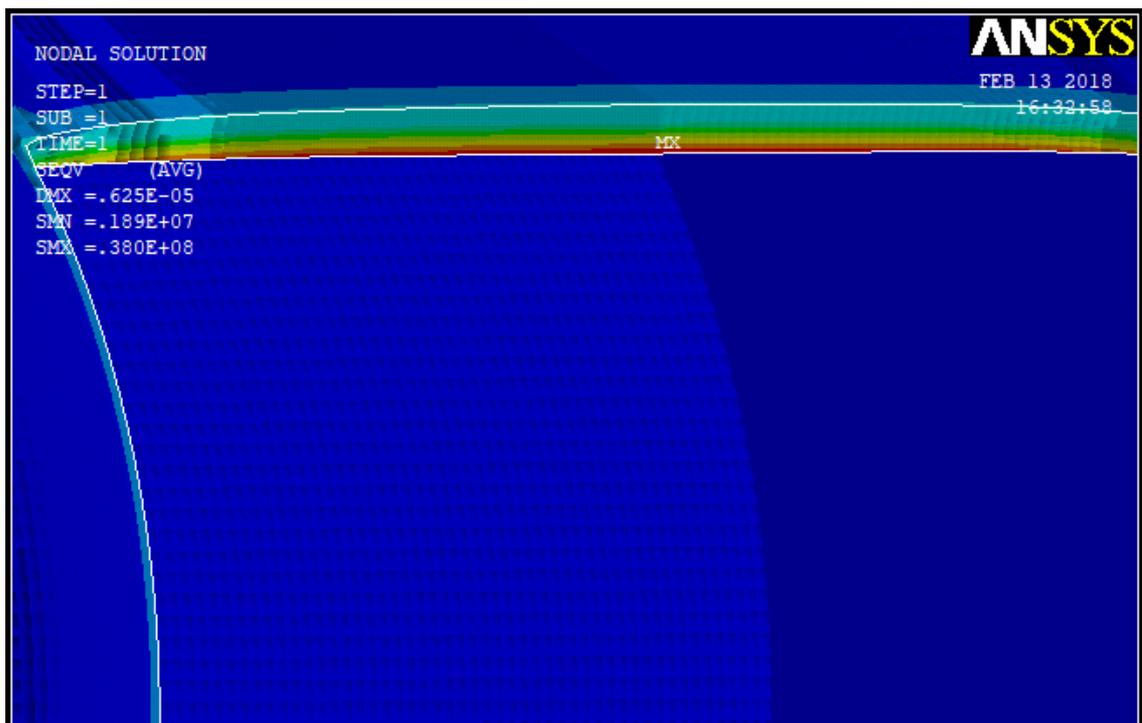


Figura 4.2.66: Tensão de von Mises máxima do tubo 1 com 33 lâminas aplicadas em 90° (0,5 MPa).

A Figura 4.2.67 mostra a distribuição de tensões de von Mises no material compósito. Pela imagem, constata-se que as maiores tensões se manifestam nas laterais do reparo que foi aplicado sobre a região desbastada, mais pontualmente na diagonal do encontro entre as lâminas

aplicadas na área desbastada e as lâminas aplicadas sobre a região íntegra do tubo. Na figura foi dado um destaque, à direita, para a região de tensão crítica do reparo.

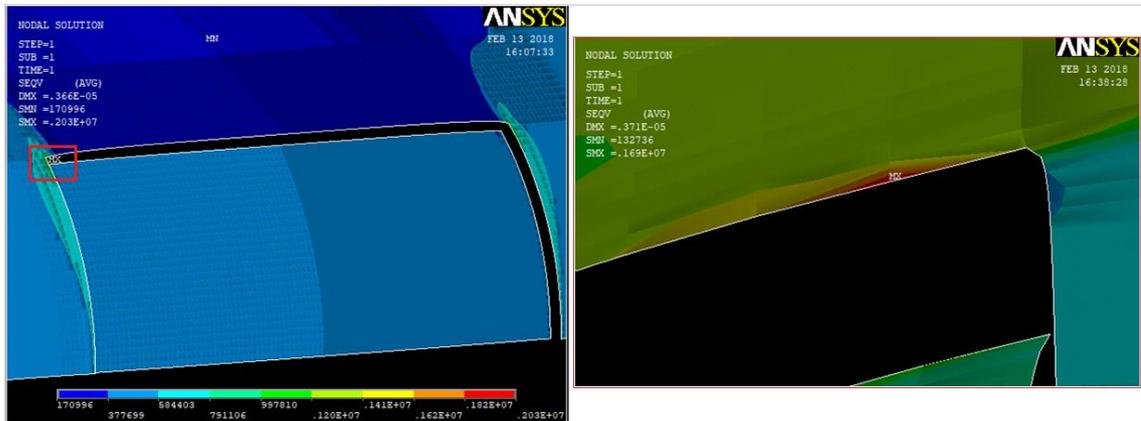


Figura 4.2.67: Tensão de von Mises no reparo do tubo 1 com 33 lâminas aplicadas em 90° (0,5 MPa).

A Figura 4.2.68 apresenta a situação do tubo 2 após a aplicação de 33 lâminas de reparo em um ângulo de 360°. Verifica-se que a tensão resultante permanece aproximadamente constante em toda a região do tubo que está distante do reparo. Em toda a região do reparo é possível perceber que os valores da tensão resultante são inferiores aos valores obtidos para as demais regiões do tubo.

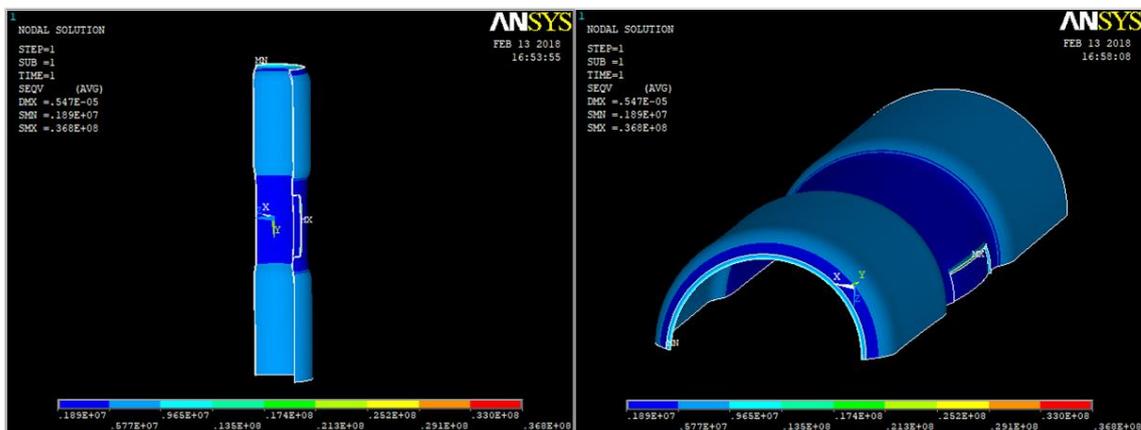


Figura 4.2.68: Tensão de von Mises do tubo 2 com 33 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

A Figura 4.2.69 ilustra a região em que se encontra localizada a tensão máxima do material do tubo, ou seja, exatamente na transição entre a região íntegra e a região desbastada. Apesar do controle de tensões obtido por meio da aplicação de reparo compósito, a zona de transição permanece sendo um local de atenção visando a manutenção da rigidez e resistência mecânica do componente.

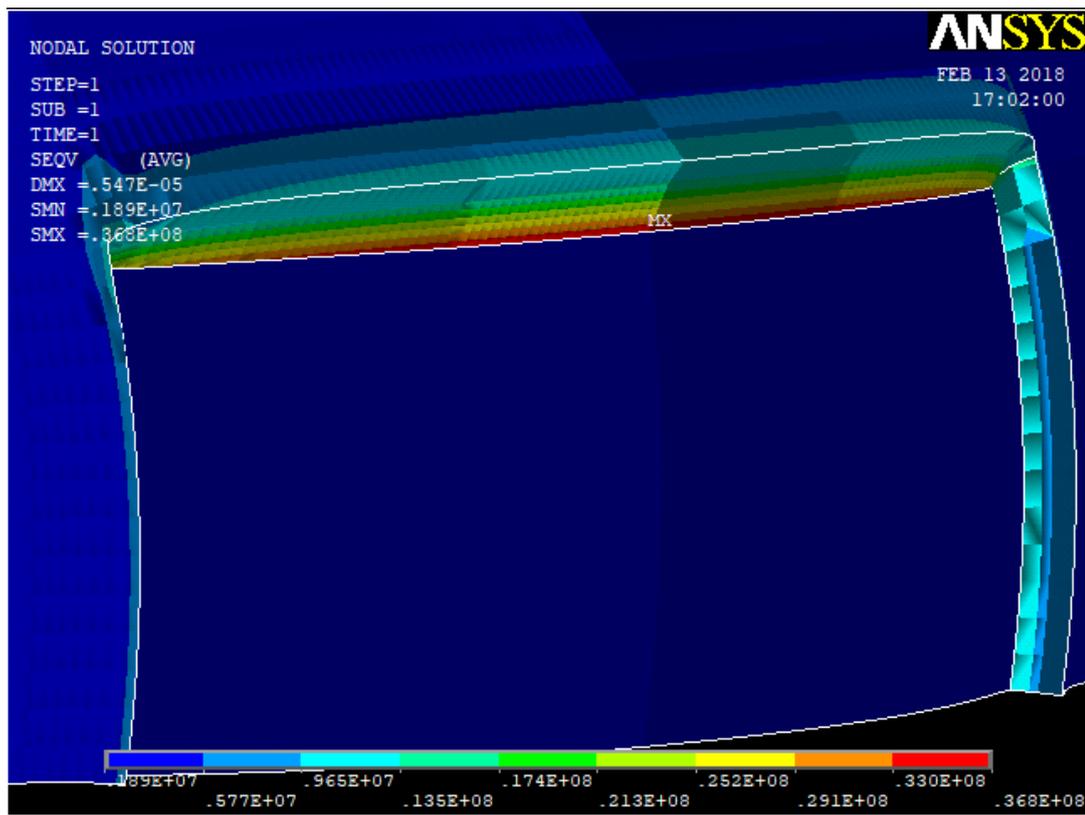


Figura 4.2.69: Tensão de von Mises máxima do tubo 2 com 33 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

A Figura 4.2.70 mostra a distribuição de tensões de von Mises no material compósito. Pela imagem, constata-se que as maiores tensões se manifestam nas laterais do reparo que foi aplicado sobre a região desbastada, mais pontualmente na diagonal do encontro entre as lâminas aplicadas na área desbastada e as lâminas aplicadas sobre a região íntegra do tubo.

A Figura 4.2.71 apresenta a situação do tubo 2 após a aplicação de 39 lâminas de reparo em um ângulo de 90°. Verifica-se que a tensão resultante permanece aproximadamente constante em toda a região do tubo que está distante do reparo. Em toda a região do reparo é possível perceber que os valores da tensão resultante são inferiores aos valores obtidos para as demais regiões do tubo. A Figura 4.2.72 ilustra a região em que se encontra localizada a tensão máxima do material do tubo, ou seja, que também se encontra exatamente na transição entre a região íntegra e a região desbastada. Apesar do controle de tensões obtido por meio da aplicação de reparo compósito, a zona de transição permanece sendo um local de atenção visando a manutenção da rigidez e resistência mecânica do componente.

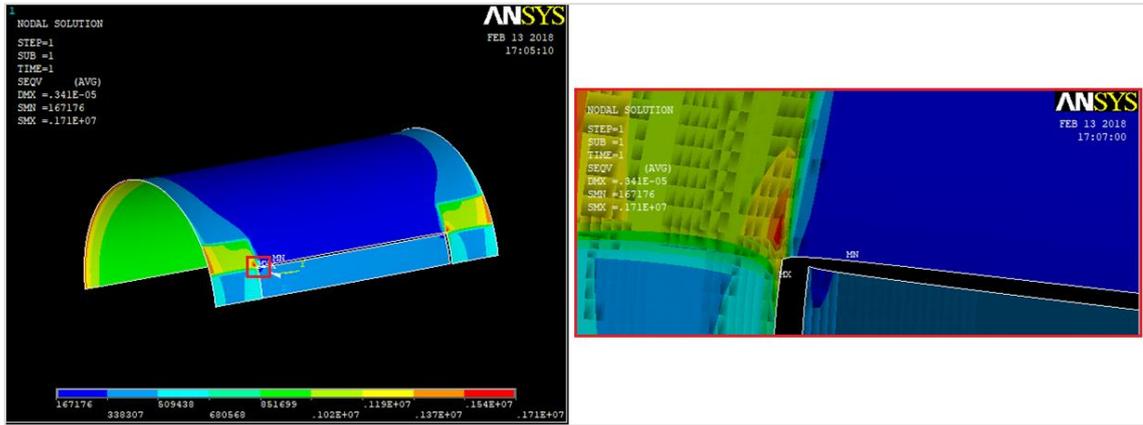


Figura 4.2.70: Tensão de von Mises no reparo do tubo 2 com 33 lâminas aplicadas em 360° (0,5 MPa).

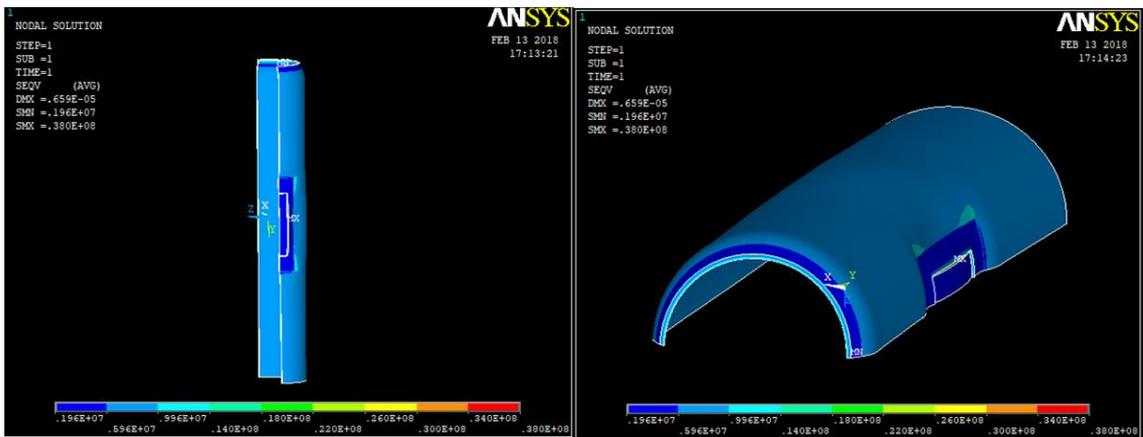


Figura 4.2.71: Tensão de von Mises do tubo 2 com 39 lâminas aplicadas em 45° (0,5 MPa).

Por fim, a Figura 4.2.73 mostra a distribuição de tensões de von Mises no material compósito. Pela imagem, constata-se que as maiores tensões se manifestam nas laterais do reparo que foi aplicado sobre a região desbastada, mais pontualmente na diagonal do encontro entre as lâminas aplicadas na área desbastada e as lâminas aplicadas sobre a região íntegra do tubo. Na figura foi dado um destaque, à direita, para a região de tensão crítica do reparo.

Com o propósito de avaliar as tendências de custos dos reparos citados anteriormente, foi verificada a massa de reparo utilizada em cada caso por meio da equação a seguir:

$$m = \sum_i L_i \cdot r_i \cdot \theta_i \cdot \rho \cdot n_i \cdot e \quad [kg] \quad (4.1)$$

em que, L é o comprimento da seção, r é o raio da seção, θ é o ângulo de aplicação do reparo, ρ é a densidade do material compósito do reparo, n é a quantidade de lâminas utilizadas, e denota a espessura das lâminas.

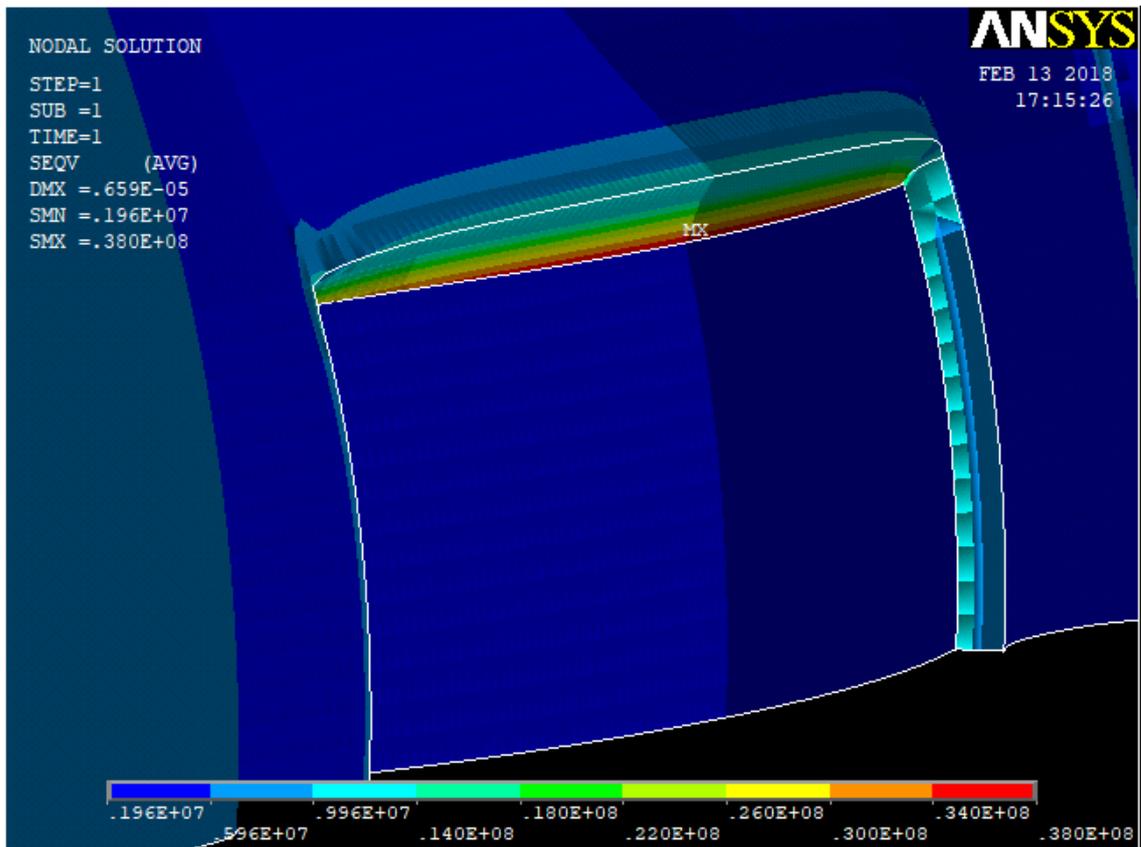


Figura 4.2.72: Tensão de von Mises máxima do tubo 2 com 39 lâminas aplicadas em 45° (0,5 MPa).

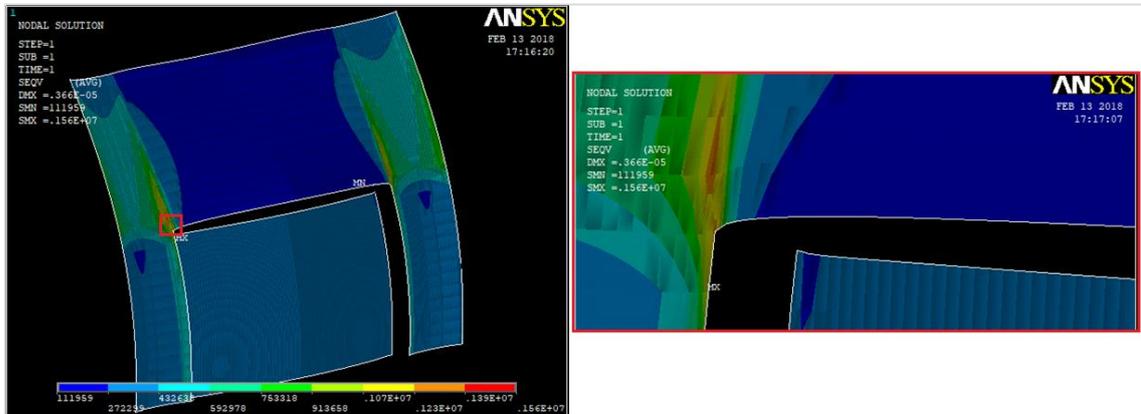


Figura 4.2.73: Tensão de von Mises no reparo do tubo 2 com 39 lâminas aplicadas em 45° (0,5 MPa).

Assim, por meio da utilização da equação 4.1, considerando os resultados apresentados anteriormente para cada configuração de reparo nos tubos 1 e 2, é possível apresentar as informações a seguir.

O tubo 1 com o reparo de 33 lâminas apresentou uma massa aproximada de 309 gramas, enquanto que com o reparo de 28 lâminas aplicadas nos 360° da região circunferencial o resultado chegou a 1.000 gramas aproximadamente.

A massa do tubo 2, com a aplicação de 39 lâminas, chegou a 184 gramas, aproximadamente. Com a aplicação de 33 lâminas em 360° da região circunferencial a massa total do reparo chegou a algo próximo de 1.200 gramas.

Por fim, para efeitos de comparação, o tubo desbastado e reparado com lâminas aplicadas em 360° na direção circunferencial possui uma massa de reparos da ordem de 475 gramas. Essas informações significam que a tendência é de uma diminuição considerável dos custos dos reparos à medida que se diminui o ângulo de desbaste e da sua aplicação na região circunferencial, apesar de serem necessárias mais lâminas para a restauração da rigidez mecânica. No caso do tubo 1, com aplicação de 33 lâminas em um ângulo de 90°, a redução de custos pode ser da ordem de 35%. Já no caso do tubo 2, com aplicação de 39 lâminas em um ângulo de 45°, a redução pode chegar a 62%.

5 CONCLUSÕES

Este capítulo apresenta as principais conclusões a partir dos resultados da seção anterior, considerando a metodologia adotada para o alcance dos objetivos delineados no começo do trabalho. Além disso, contempla sugestões para a realização de trabalhos futuros.

5.1 CONCLUSÕES

Este trabalho permitiu o alcance dos objetivos propostos, observando tendências do comportamento de tubos de aço carbono sujeitos à pressão interna e reparados com material compósito.

Algumas conclusões gerais podem ser apresentadas, considerando especialmente **o tubo com desbaste e reparo em 360° na direção circunferencial**, mas também válidas para os demais casos simulados:

- a) A equação 2.11 é útil para estimar, de modo preliminar, o número de camadas de lâminas de reparos compósitos a serem utilizadas para restaurar a rigidez mecânica de tubos sob o efeito de perda de camadas da parede externa, não sendo, por outro lado, um fator conclusivo para definir sua quantidade exata.

Os resultados obtidos pela utilização da fórmula, em todos os casos simulados, foram analisados por meio de uma avaliação da Tensão de von Mises, do deslocamento radial e longitudinal, e demonstraram que não foi possível restaurar por completo a rigidez mecânica dos tubos, especialmente sob a ótica do estufamento. Foi possível reduzir o valor numérico das tensões e deslocamentos após a aplicação dos reparos, quando comparados com os casos desbastados, mas sem restauração total quando considerado o caso íntegro, ou seja, a recuperação do deslocamento radial após a aplicação dos reparos foi apenas parcial, uma vez que não foi possível restabelecer o nível de tensão do caso íntegro com a quantidade de lâminas de compósito indicada na equação citada.

- b) O efeito do aumento da rigidez e da anulação do estufamento é o surgimento do estrangulamento, situação também não desejada. Sendo, portanto, um trade off quando se trata da restauração da rigidez dos tubos.

O tubo com desbaste e reparo com ângulos de 360° na direção circunferencial necessita de 13 lâminas de reparo compósito para anular por completo o estufamento, e não de 9 lâminas, conforme indicativos da equação 2.11.

- c) Por meio das informações de tensões, é possível afirmar que o aumento da rigidez do tubo faz surgir pontos de concentração de tensões nas regiões de transição entre a parte íntegra e desbastada.

As regiões de transição para as áreas desbastadas demandam maior atenção, especialmente sob a perspectiva da resistência mecânica, ou pressão de falha. Quanto maior a quantidade de lâminas mais evidentes ficam os picos de tensão, com tendência de aumento também da sua quantidade ao longo do comprimento da seção com aplicação de reparos.

Considerando os gráficos das Figuras Figura 4.2.9 à Figura 4.2.60, as informações das Tabelas Tabela 4.14 e Tabela 4.15 e os comentários já apresentados anteriormente, é possível apresentar as seguintes conclusões referentes à aplicação de **reparos em regiões com ângulos inferiores a 360° (reparos concentrados)** na direção circunferencial:

- d) O estufamento, ou deslocamento radial, possui valores absolutos que são inversamente proporcionais ao ângulo do desbaste aplicado. Assim, foi observada a tendência da necessidade de uma maior quantidade de lâminas para restaurar a rigidez de tubos com os menores ângulos de reparos na direção circunferencial.

Ou seja, quanto maior o ângulo do desbaste na direção circunferencial, menor é o resultado do deslocamento máximo obtido nesta direção. Assim, o tubo com desbaste de 360° é aquele com menor deslocamento radial, e o tubo com o desbaste de 30° é aquele com maior deslocamento radial.

Uma interpretação física que poderia ser dada a esta constatação é a de que a energia acumulada pela imposição da pressão interna se manifesta por meio do estufamento do tubo, uma vez que sua rigidez é diminuída quando há perda de material em sua parede. Ou seja, quanto maior a área desbastada para esta reorganização do material em função da pressão interna, menor seria o valor absoluto alcançado pelo aumento do seu diâmetro, alcançando, por outro lado, picos cada vez maiores quanto mais concentradas forem as regiões de aplicação do desbaste.

A restauração total da rigidez mecânica, ou anulação do estufamento, no tubo 1 (reparo 90°) ocorre com a aplicação de 33 lâminas, e no tubo 2 ocorre com a aplicação de 39 lâminas (reparo 45°) de reparo compósito, enquanto no tubo desbastado e reparado em 360° ocorre com 13 lâminas. Por outro lado, essa quantidade de lâminas impõe excesso de rigidez e conseqüentemente estrangulamento nos tubos.

- e) O deslocamento radial máximo ocorre, em geral, no ponto central dos tubos ou em suas proximidades, seja nos casos desbastados seja nos casos já reparados.

O perfil do deslocamento radial após a aplicação das lâminas de reparo na seção de 200 milímetros avaliada é similar em todos os casos simulados em função da transferência dos esforços mecânicos do aço para o material do reparo compósito (uma camada de fibra de vidro-epoxi, em contato com o aço, e as demais de fibra de carbono-epoxi).

- f) Quanto menor o ângulo do desbaste na direção circunferencial, maior o valor da Tensão de von Mises verificada. Foi observada a tendência de que para uma quantidade similar de lâminas de reparos, quanto menor o ângulo do desbaste maior será a eficiência na restauração da Tensão de von Mises.
- g) Os tubos 1 e 2 tiveram cinco pontos de interesse avaliados de modo especial: as extremidades dos gráficos (posição 0 mm e 200 mm), os pontos de inflexão do deslocamento (picos de tensão) e o ponto central.

À medida em que se aumenta a rigidez destes tubos aumenta a discrepância dos resultados de deslocamento circunferencial no ponto inicial e final de análise, o que reflete a necessidade de um cuidado para garantir o controle da rigidez nos pontos do tubo fora da região de análise deste trabalho.

- h) A utilização de lâminas de reparos em um ângulo de 360° na direção circunferencial nos tubos 1 e 2 permitiu a redução da quantidade de reparo para a obtenção de um valor igual o do tubo íntegro de deslocamento radial no ponto central do tubo, restabeleceu em grande medida a simetria dos resultados tendo como referência o ponto central da seção de análise e diminuiu, ainda que sensivelmente, o estrangulamento comparado com o observado mediante a aplicação de reparo concentrado nas adjacências do desbaste.

As Figura 4.2.61 aFigura 4.2.73 ilustram informações qualitativas da distribuição de tensões em todo o tubo, permitindo observar que a tensão máxima no material do tubo (aço) ocorre na transição entre a parte íntegra e a parte desbastada dos tubos, em sua direção circunferencial. Já o reparo possui condição de tensão crítica na posição da diagonal formada pelo encontro das superfícies desbastadas do tubo.

Quanto à avaliação de custos, o tubo 1 com o reparo de 33 lâminas apresentou uma massa aproximada de 309 gramas, enquanto que com o reparo de 28 lâminas aplicadas nos 360° da região circunferencial o resultado chegou a 1.000 gramas aproximadamente. A massa do tubo 2, com a aplicação de 39 lâminas, chegou a 184 gramas, aproximadamente. Com a aplicação de 33 lâminas em 360° da região circunferencial a massa total do reparo chegou a algo próximo de 1.200 gramas.

Para efeitos de comparação, o tubo desbastado e reparado com lâminas aplicadas em 360° na direção circunferencial possui uma massa de reparos da ordem de 475 gramas. Essas informações significam que a tendência é de uma diminuição considerável dos custos dos reparos à medida que se diminui o ângulo de desbaste e da sua aplicação na região circunferencial, apesar de serem necessárias mais lâminas para a restauração da rigidez mecânica. No caso do tubo 1, com aplicação de 33 lâminas em um ângulo de 90°, a redução de custos pode ser da ordem de 35%. Já no caso do tubo 2, com aplicação de 39 lâminas em um ângulo de 45°, a redução pode chegar a 62%.

Assim, foram realizadas análises sob a perspectiva da restauração da rigidez mecânica e dos custos dos reparos, sendo apresentadas as tendências vinculadas ao ângulo do desbaste e da aplicação dos reparos nos tubos, sendo possível afirmar, portanto que os objetivos traçados para a realização do trabalho foram alcançados. Em especial, conclui-se que é possível anular o estufamento em tubos com desbaste de 30° e 60° por meio da aplicação de reparos em regiões de 45° e 90°, com o devido cuidado nas adjacências das regiões avaliadas por meio deste trabalho. Por outro lado, sob a perspectiva técnica é melhor aplicar lâminas em regiões que ocupem 360° na direção circunferencial dos tubos desbastados a 30° e 60° considerando o controle do estufamento na posição final e inicial da seção de análise e a redução do estrangulamento.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considerando a importância de aprofundar estes estudos, dando sequência ao estado da arte atual, e buscando também a otimização custo-benefício da utilização de reparos compósitos na manutenção de tubos de aço carbono, sugere-se estudar os tipos de reparos utilizados neste trabalho sob a perspectiva da resistência mecânica, verificando se é possível alcançar a mesma pressão de falha de tubos íntegros em tubos desbastados e reparados com material compósito em ângulos inferiores a 360° .

Além disso, é fundamental realizar estudos experimentais a fim de verificar o comportamento mecânico real de tubos desbastados e reparados em regiões com ângulos inferiores a 360° na direção circunferencial. Este estudo é essencial também considerando que devem ser elaborados procedimentos que permitam a aplicação de reparos em diversos ângulos na direção circunferencial, inferiores a 360° , o que pode ser um desafio adicional na implementação deste tipo de reparo em situações práticas.

Entende-se ainda que poderiam ser feitos estudos variando o ângulo de aplicação dos reparos nos tubos, em termos de orientação das fibras em relação às direções do tubo, de modo a obter a resposta às diferentes composições de ângulo do material compósito aplicado sobre o material metálico, o que pode influenciar diretamente tanto as componentes circunferencial quanto axial de esforços e deslocamentos.

Ainda, considerando a quantidade de lâminas apontadas na conclusão “d”, o que indica espessuras consideráveis dos reparos, considera-se pertinente fazer avaliações da modelagem usando a teoria de tubos de parede grossa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alves, A. C., “**Verificação de Soluções Numéricas da Equação de Laplace 2d com Malhas Triangulares.**” Universidade Federal do Paraná. 2010.
- Chapett, M.D., Otegaui, J.L., Manfred, C. e Martins, C.F. “**Full scale experimental analysis of stress states in sleeve repairs of gas pipelines.**” In: *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2001,78:379-87.
- Côrtes, R.M.A., 2002. “**Dimensionamento de reforços em dutos metálicos com compósitos de matriz polimérica.**” Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense, T620.1-C828, 138 p.
- Costa-Mattos, H.S., Reis, J.M.L., Paim, L.M., Silva, M.L., Lopes Junior, R., Perrut, V.A., “**Failure analysis of corroded pipelines reinforced with composite repair systems**”. *Engineering Failure Analysis* 59 (2016), pp. 223–236.
- Costa-Mattos, H.S., Reis, J.M.L., Sampaio, R.F., Perrut, V.A., 2009. “**An alternative methodology to repair localized corrosion damage in metallic pipelines with epoxy resins**”. In: *Materials and Design* 30 (2009), pp. 3581-3591.
- Cuthill, J. “**Advances in materials, methods, help gain new users**” In: *Pipeline & Gas Journal* (Nov 2002), 229(11):64-6.
- Dally, J. W.; Riley, W. F. “**Experimental Stress Analysis**”. 2nd edition. International Student Edition. McGraw-Hill Kogakusha, 1978.
- Dowling, N. E. “**Mechanical Behavior of Materials**”. Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue. 2nd edition. Prentice Hall, 1999.
- Duel, J.M., Wilson, J.M., Kessler, M.R. “**Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair system**” In: *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85 (2008), 782-788, pp.1.
- Faluhelyi, P., 2006. “**Análise de tensões em tubulações com e sem reparo compósito, submetidas a pressões hidrostáticas internas.**”, Dissertação de Mestrado, Publicação ENM-DM-07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 138 p.
- Felippes, B.A. 2007. “**Análise experimental e numérica de dutos de aço com reparos compósitos.**” Projeto de Graduação, P-1/2007, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 257 p.
- Felippes, B.A. 2010. “**Estudo do Comportamento Mecânico de Dutos de Aço com Reparos Compósitos Híbridos**”. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação

- ENM DM – 148 A/2010, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 203 p.
- Ferziger, J. H.; Peric, M. “**Computational methods for Fluid Dynamics**”. 3ª ed. Berlin: Springer, 2002.
- Flügge, W., “**Stresses in Shells**”. Springer-Verlag – New York – Heidelberg-Berlin. Second Edition, 1973.
- Gil, A. C. “**Métodos e Técnicas de Pesquisa Social**”. 6ª Ed. São Paulo: Editora Atlas S. A. 2008. p. 26-175.
- Goertzen, W.K., Kessler, M.R., 2007. “**Dynamic mechanical analysis of a carbon/epoxy composites for structural pipeline repair.**” In: *ScienceDirect*. Composites: Part B 38 (2007), pp. 1-9.
- Hirsch, C., “**Numerical Computation of Internal and External Flows – Volume I: Fundamentals of Computational Fluid Dynamics.**”, 2ª ed, Elsevier, 2007.
- Knupp, P.; Salari, K. “**Verification of Computer Codes in Computational Science and Engineering**”. Ed. Chapman & Hall/CRC, USA, 2002.
- Kock, G.H., Brongers, M.P., Tompson, N.G., Virmani, Y.P., Payer, J.H. “**Corrosion cost and preventative strategies in the United States.**”, apud Duel, J.M et al. “Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair system.” In: *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2008, 782-788, pp.1.
- Lakatos, E. M., Marconi, M. A. “**Fundamentos de Metodologia Científica.**” 5ª Ed. São Paulo: Editora Atlas S.A. 2003. p. 83.
- Levy Neto, F., Pardini, L.C. “**Compósitos estruturais: Ciência e Tecnologia.**”, Ed. Edgard Blucher. São Paulo. 2006. ISBN 85-212-0379-9.
- Maia, G.C., 2003. “**Comportamento elástico de cilindros com e sem reparo circunferencial de carbono/epóxi.**”, Dissertação de Mestrado, Publicação ENM-DM-63, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, pp. 149-169.
- Maliska, C. R., “**Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**”, 2ª ed., LTC, 2004.
- Marsh, G. “**Composites renovate deteriorating sewers**” In: *Reinforced Plastics* 2004, 48(6):20-4.
- Marzak, R.J., “**Introdução à Teoria de Membranas (Vasos de Pressão de Paredes Finas)**”, versão 1.1, dezembro de 1999.
- Mazurkiewicz, L., Tomaszewski, M., Malachowski, J., Sybilski, K., Chebakov, M., Witek, M., Yukhymets, P., Dmitrienko, R., 2017. “**Experimental and numerical study of steel pipe**

- with part-wall defect reinforced with fibre glass sleeve.”** *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 149 (2017), pp. 108-119.
- Mohitpour, M., Golshan, H. e Murray, A. (2003). “**Pipeline design and construction: a practical approach.**”, 2ª ed., New York, NY: ASME PRESS; pp. 499-518.
- Panossian, Z. *et al.* , 2006. “**Principais fatores que afetam a corrosão de dutos enterrados e influenciados por corrente alternada induzida.**”. Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais. Resumo.
- Saeed, N., Baji, H., Virk, A., 2014. “**Composite repair of pipelines, considering the effect of live pressure-analytical and numerical models with respect to ISO/TS 24817 and ASME PCC-2**”. *Composites: Part B* 58 (2014), pp. 605–610.
- Sampaio, R.F., Reis, J.M.L., Perrut, V.A., Costa-Mattos, H.S., 2007. “Rehabilitation of corroded steel pipelines with epoxy repair systems.” In: *Mechanics of Solids in Brazil 2007*, Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, ISBN 978-85-85769-30-7, pp. 485-495.
- Samuel, A., Weir, J., “**Introduction to Engineering Design: Modelling, Synthesis and Problem Solving Strategies**”, Ed. Elsevier, 2005, pp. 164 – 182.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., “**Projeto de Engenharia Mecânica.**”, 7ª ed, Porto Alegre, RS, Bookman, 2005.
- Telles, P.C.S. (1997). “**Tubulações Industriais: Materiais, Projeto, Montagem.**”, Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A., 9ª Edição, Revista e Ampliada.
- Thomazi, C.T.C.L., 2006. “**Comportamento mecânico de dutos metálicos reparados com materiais compósitos.**”, Dissertação de Mestrado, Publicação ENM-DM-04 A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 135 p.
- Toutanji, H., Dempsey, S., “**Stress modeling of pipelines strengthened with advanced composites materials.**” *Thin-Walled Structures* 2001; 39:153-65.

ANEXO I

O anexo I apresenta o arquivo utilizado para a etapa do pré-processamento no ANSYS® Mechanical APDL para simular os resultados do tubo com desbaste de 60° e reparo de 90°, podendo ser utilizado para reproduzir os resultados obtidos neste trabalho.

/PREP7

!=====

! CRIANDO ELEMENTOS

ET,1,SOLID185

KEYOPT,1,1,0

KEYOPT,1,3,0

KEYOPT,1,6,0

ET,2,SHELL181

KEYOPT,2,1,0

KEYOPT,2,3,2

KEYOPT,2,8,2

KEYOPT,2,9,0

!=====

! PROPRIEDADES DOS MATERIAIS - MODELOS USADOS

! Propriedades mecânicas do aço carbono AISI 1010

d1=7870

v1=0.29

E1=200000000000

G1=800000000000

X1t=325000000

X1c=-325000000

S1=200000000

MPTEMP,1,0

MPDATA,EX,1,,E1

MPDATA,PRXY,1,,v1

MPDATA,DENS,1,,d1

! Propriedades alteradas para o aço AISI 1010 na região próxima ao engaste

```
E2=200000000000  
G2=80000000000  
X2t=32500000000  
X2c=-32500000000  
S2=20000000000  
MPDATA,EX,2,,E2  
MPDATA,PRXY,2,,v1  
MPDATA,DENS,2,,d1
```

! Propriedades mecânicas do reparo compósito de fibra de carbono

```
dr=1600  
vr=0.1  
E1r=700000000000  
G1r=50000000000  
Xrt=6000000000  
Xrc=-5700000000  
S1r=900000000  
MPDATA,EX,3,,E1r  
MPDATA,EY,3,,E1r  
MPDATA,EZ,3,,E1r  
MPDATA,PRYZ,3,,vr  
MPDATA,PRXZ,3,,vr  
MPDATA,PRXY,3,,vr  
MPDATA,GXY,3,,G1r  
MPDATA,GYZ,3,,G1r  
MPDATA,GXZ,3,,G1r
```

! Propriedades mecânicas do reparo compósito de fibra de vidro

```
drv=1900  
vrv=0.2
```

E1rv=2500000000
G1rv=4000000000
Xrvt=4400000000
Xrvc=-4250000000
S1rv=4000000000
MPDATA,EX,4,,E1rv
MPDATA,EY,4,,E1rv
MPDATA,EZ,4,,E1rv
MPDATA,PRYZ,4,,vrv
MPDATA,PRXZ,4,,vrv
MPDATA,PRXY,4,,vrv
MPDATA,GXY,4,,G1rv
MPDATA,GYZ,4,,G1rv
MPDATA,GXZ,4,,G1rv

! Inserindo camadas de compósitos - section

! Reparo hibrido sobressadura

sect,3,shell,,hibsob
secdata, 0.0005,4,0,3
secdata, 0.0005,3,0,3
secdata, 0.0005,3,0,3

! Gerando pontos

! O ponto p define a metade do comprimento do duto

$$p = 0.250$$

$$q = (p-0.08)$$

$$r = 0.075$$

$$s = 0.050$$

!=====

! Criação de Pontos

K,1,0,p,0,

K,2,0,q,0,

K,3,0,r,0,

K,4,0,s,0,

K,5,0,0,0,

K,5000,0,0.251,0,

K,5001,1,p,0,

K,5002,1,q,0,

K,5003,1,r,0,

K,5004,1,s,0,

K,5005,1,0,0,

K,10000,0,-0.001,0,

K,10003,-1,r,0,

K,10004,-1,s,0,

K,10005,-1,0,0,

!=====

! Criação de Arcos

CIRCLE,1,a,5000,5001,180,12

CIRCLE,1,b,5000,5001,180,12

CIRCLE,1,c,5000,5001,180,12

CIRCLE,2,a,5000,5002,180,12

CIRCLE,2,b,5000,5002,180,12

CIRCLE,2,c,5000,5002,180,12

CIRCLE,3,a,5000,5003,180,12

CIRCLE,3,b,5000,5003,180,12

CIRCLE,3,c,5000,5003,180,12
CIRCLE,4,a,5000,5004,180,12
CIRCLE,4,b,5000,5004,180,12
CIRCLE,4,c,5000,5004,180,12
CIRCLE,5,a,5000,5005,180,12
CIRCLE,5,b,5000,5005,180,12
CIRCLE,5,c,10000,10005,150,10

!=====

! Criação das Linhas

LSTR, 175, 162
LSTR, 149, 136
LSTR, 136, 123
LSTR, 198, 177
LSTR, 151, 138
LSTR, 177, 164
LSTR, 138, 125
LSTR, 197, 152
LSTR, 198, 151
LSTR, 175, 136
LSTR, 162, 123
LSTR, 188, 187
LSTR, 187, 174
LSTR, 161, 148
LSTR, 148, 135
LSTR, 174, 135
LSTR, 187, 148
LSTR, 188, 161
LSTR, 149, 110
LSTR, 136, 97
LSTR, 123, 84
LSTR, 84, 97
LSTR, 97, 110
LSTR, 122, 109
LSTR, 109, 96

LSTR, 135, 96
LSTR, 148, 109
LSTR, 161, 122
LSTR, 110, 71
LSTR, 97, 58
LSTR, 84, 45
LSTR, 45, 58
LSTR, 58, 71
LSTR, 57, 96
LSTR, 70, 109
LSTR, 83, 122
LSTR, 83, 70
LSTR, 70, 57
LSTR, 6, 19
LSTR, 19, 32
LSTR, 71, 32
LSTR, 58, 19
LSTR, 45, 6
LSTR, 44, 31
LSTR, 31, 18
LSTR, 57, 18
LSTR, 70, 31
LSTR, 83, 44
LSTR, 138, 177
LSTR, 125, 164
LSTR, 152, 113
LSTR, 197, 178
LSTR, 178, 165
LSTR, 152, 139
LSTR, 139, 126
LSTR, 113, 100
LSTR, 100, 87
LSTR, 139, 178
LSTR, 126, 165
LSTR, 100, 139

LSTR, 87, 126
 LSTR, 73, 34
 LSTR, 60, 21
 LSTR, 47, 8
 LSTR, 8, 21
 LSTR, 21, 34
 LSTR, 74, 35
 LSTR, 61, 22
 LSTR, 48, 9
 LSTR, 9, 22
 LSTR, 22, 35
 LSTR, 113, 74
 LSTR, 100, 61
 LSTR, 87, 48
 LSTR, 48, 61
 LSTR, 61, 74
 LSTR, 86, 47
 LSTR, 47, 60
 LSTR, 60, 73
 LSTR, 151, 112
 LSTR, 138, 99
 LSTR, 125, 86
 LSTR, 86, 99
 LSTR, 99, 112
 LSTR, 112, 73
 LSTR, 99, 60

!=====

! COMBINANDO LINHAS DE ARCOS

FLST,2,9,4,ORDE,2

FITEM,2,4

FITEM,2,-12

LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2

FITEM,2,16

FITEM,2,-24
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,28
FITEM,2,-36
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-2
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,13
FITEM,2,-14
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,25
FITEM,2,-26
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,40
FITEM,2,-48
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,52
FITEM,2,-60
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,64

FITEM,2,-72
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,37
FITEM,2,-38
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,49
FITEM,2,-50
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,61
FITEM,2,-62
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,100
FITEM,2,-108
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,88
FITEM,2,-96
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,76
FITEM,2,-84
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,97

FITEM,2,-98
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,85
FITEM,2,-86
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,73
FITEM,2,-74
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,136
FITEM,2,-144
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,133
FITEM,2,-134
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,124
FITEM,2,-132
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,121
FITEM,2,-122
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,112

FITEM,2,-120
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,109
FITEM,2,-110
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,169
FITEM,2,-177
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,160
FITEM,2,-168

LCOMB,P51X, ,0
FLST,2,9,4,ORDE,2
FITEM,2,148
FITEM,2,-156
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,157
FITEM,2,-158
LCOMB,P51X, ,0

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,145
FITEM,2,-146
LCOMB,P51X, ,0

!=====

! ALTERANDO SISTEMA DE COORDENADAS

CSYS,5

!=====

! VOLUME 1

! ÁREA 1: ENGASTADA

FLST,2,4,4

FITEM,2,223

FITEM,2,4

FITEM,2,16

FITEM,2,248

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,16

FITEM,2,225

FITEM,2,52

FITEM,2,246

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,4

FITEM,2,224

FITEM,2,40

FITEM,2,247

AL,P51X

! ÁREA 4:SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,223

FITEM,2,225

FITEM,2,224

FITEM,2,216

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,248
FITEM,2,247
FITEM,2,246
FITEM,2,253
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,40
FITEM,2,52
FITEM,2,216
FITEM,2,253
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-6
VA,P51X

!=====

! VOLUME 2

! ÁREA 7: ENGASTADA

FLST,2,4,4
FITEM,2,222
FITEM,2,28
FITEM,2,16
FITEM,2,249
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,226
FITEM,2,28
FITEM,2,64
FITEM,2,245
AL,P51X

! ÁREA 9: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,222

FITEM,2,226

FITEM,2,225

FITEM,2,215

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,249

FITEM,2,245

FITEM,2,246

FITEM,2,254

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,215

FITEM,2,64

FITEM,2,52

FITEM,2,254

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3

FITEM,2,2

FITEM,2,7

FITEM,2,-11

VA,P51X

!-----

! VOLUME 3

! ÁREA 12: ENGASTADA

FLST,2,4,4

FITEM,2,3

FITEM,2,15

FITEM,2,248
FITEM,2,243
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,15
FITEM,2,241
FITEM,2,246
FITEM,2,51
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,3
FITEM,2,247
FITEM,2,242
FITEM,2,39
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,243
FITEM,2,242
FITEM,2,241
FITEM,2,256
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,256
FITEM,2,39
FITEM,2,51
FITEM,2,253
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3
FITEM,2,5
FITEM,2,12

FITEM,2,-16

VA,P51X

!-----

! VOLUME 4

! ÁREA 17: ENGASTADA

FLST,2,4,4

FITEM,2,249

FITEM,2,15

FITEM,2,27

FITEM,2,244

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,27

FITEM,2,240

FITEM,2,245

FITEM,2,63

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,244

FITEM,2,240

FITEM,2,241

FITEM,2,257

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,257

FITEM,2,63

FITEM,2,51

FITEM,2,254

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4

FITEM,2,13

FITEM,2,10

FITEM,2,17

FITEM,2,-20

VA,P51X

!=====

! VOLUME 5

! ÁREA 21: ENGASTADA

FLST,2,4,4

FITEM,2,243

FITEM,2,1

FITEM,2,13

FITEM,2,217

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,13

FITEM,2,241

FITEM,2,220

FITEM,2,49

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,1

FITEM,2,242

FITEM,2,37

FITEM,2,221

AL,P51X

! ÁREA 24: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4

FITEM,2,217

FITEM,2,221
FITEM,2,220
FITEM,2,210
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,210
FITEM,2,37
FITEM,2,49
FITEM,2,256
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3
FITEM,2,15
FITEM,2,21
FITEM,2,-25
VA,P51X

!=====

! VOLUME 6

! ÁREA 26: ENGASTADA

FLST,2,4,4
FITEM,2,244
FITEM,2,13
FITEM,2,25
FITEM,2,218
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,25
FITEM,2,240
FITEM,2,219
FITEM,2,61
AL,P51X

! ÁREA 28: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4

FITEM,2,218

FITEM,2,219

FITEM,2,220

FITEM,2,211

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,211

FITEM,2,49

FITEM,2,61

FITEM,2,257

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4

FITEM,2,22

FITEM,2,19

FITEM,2,26

FITEM,2,-29

VA,P51X

!=====

! VOLUME 7

FLST,2,4,4

FITEM,2,52

FITEM,2,213

FITEM,2,88

FITEM,2,251

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,40

FITEM,2,212

FITEM,2,76

FITEM,2,252

AL,P51X

! ÁREA 32: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,216

FITEM,2,213

FITEM,2,212

FITEM,2,203

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,253

FITEM,2,251

FITEM,2,252

FITEM,2,235

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,203

FITEM,2,76

FITEM,2,88

FITEM,2,235

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3

FITEM,2,6

FITEM,2,30

FITEM,2,-34

VA,P51X

!=====

! VOUME 8

FLST,2,4,4
FITEM,2,64
FITEM,2,214
FITEM,2,250
FITEM,2,100
AL,P51X

!ÁREA 36:SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4
FITEM,2,215
FITEM,2,214
FITEM,2,213
FITEM,2,202
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,254
FITEM,2,251
FITEM,2,250
FITEM,2,234
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,202
FITEM,2,100
FITEM,2,88
FITEM,2,234
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,11
FITEM,2,30
FITEM,2,35
FITEM,2,-38

VA,P51X

!=====

! VOLUME 9

FLST,2,4,4

FITEM,2,51

FITEM,2,264

FITEM,2,251

FITEM,2,87

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,39

FITEM,2,252

FITEM,2,255

FITEM,2,75

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,256

FITEM,2,255

FITEM,2,264

FITEM,2,261

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,75

FITEM,2,87

FITEM,2,235

FITEM,2,261

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4

FITEM,2,16

FITEM,2,33

FITEM,2,39
FITEM,2,-42
VA,P51X

!=====

! VOLUME 10

FLST,2,4,4
FITEM,2,63
FITEM,2,263
FITEM,2,250
FITEM,2,99
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,257
FITEM,2,263
FITEM,2,264
FITEM,2,262
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,99
FITEM,2,87
FITEM,2,234
FITEM,2,262
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,5
FITEM,2,20
FITEM,2,37
FITEM,2,39
FITEM,2,43
FITEM,2,-45
VA,P51X

!-----

! VOLUME 11

FLST,2,4,4

FITEM,2,49

FITEM,2,208

FITEM,2,264

FITEM,2,85

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,37

FITEM,2,255

FITEM,2,209

FITEM,2,73

AL,P51X

!ÁREA 48:SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4

FITEM,2,210

FITEM,2,209

FITEM,2,208

FITEM,2,200

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,261

FITEM,2,73

FITEM,2,85

FITEM,2,200

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4

FITEM,2,25

FITEM,2,41
FITEM,2,46
FITEM,2,-49
VA,P51X

!=====

! VOLUME 12

FLST,2,4,4
FITEM,2,61
FITEM,2,207
FITEM,2,263
FITEM,2,97
AL,P51X

! AREA 51: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4
FITEM,2,211
FITEM,2,208
FITEM,2,207
FITEM,2,201
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,97
FITEM,2,85
FITEM,2,262
FITEM,2,201
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,5
FITEM,2,29
FITEM,2,44
FITEM,2,46
FITEM,2,50
FITEM,2,-52

VA,P51X

!=====

! VOLUME 13

FLST,2,4,4

FITEM,2,88

FITEM,2,205

FITEM,2,238

FITEM,2,124

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,76

FITEM,2,112

FITEM,2,204

FITEM,2,239

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,203

FITEM,2,205

FITEM,2,204

FITEM,2,193

AL,P51X

!ÁREA 55: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,235

FITEM,2,239

FITEM,2,238

FITEM,2,233

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,112

FITEM,2,124

FITEM,2,193

FITEM,2,233

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3

FITEM,2,34

FITEM,2,53

FITEM,2,-57

VA,P51X

!-----

! VOLUME 14

FLST,2,4,4

FITEM,2,100

FITEM,2,206

FITEM,2,136

FITEM,2,229

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,202

FITEM,2,206

FITEM,2,205

FITEM,2,192

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,234

FITEM,2,238

FITEM,2,229

FITEM,2,232

AL,P51X

!ÁREA 59: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4
FITEM,2,136
FITEM,2,124
FITEM,2,232
FITEM,2,192
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,38
FITEM,2,53
FITEM,2,58
FITEM,2,-61
VA,P51X

!=====

! VOLUME 15

FLST,2,4,4
FITEM,2,238
FITEM,2,87
FITEM,2,123
FITEM,2,259
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,75
FITEM,2,239
FITEM,2,260
FITEM,2,111
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,259
FITEM,2,261
FITEM,2,260

FITEM,2,185
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,111
FITEM,2,123
FITEM,2,233
FITEM,2,185
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,42
FITEM,2,56
FITEM,2,62
FITEM,2,-65
VA,P51X

!=====

! VOLUME 16

!APLICAÇÃO REPARO

FLST,2,4,4
FITEM,2,99
FITEM,2,258
FITEM,2,229
FITEM,2,135
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,262
FITEM,2,258
FITEM,2,259
FITEM,2,183
AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,123
FITEM,2,135
FITEM,2,232
FITEM,2,183
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,5
FITEM,2,45
FITEM,2,60
FITEM,2,62
FITEM,2,66
FITEM,2,-68
VA,P51X

!=====

! VOLUME 17

FLST,2,4,4
FITEM,2,85
FITEM,2,259
FITEM,2,198
FITEM,2,121
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,260
FITEM,2,73
FITEM,2,199
FITEM,2,109
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,200
FITEM,2,199
FITEM,2,198
FITEM,2,181

AL,P51X

! ÁREA 71: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4

FITEM,2,185

FITEM,2,109

FITEM,2,121

FITEM,2,181

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4

FITEM,2,49

FITEM,2,64

FITEM,2,69

FITEM,2,-72

VA,P51X

!=====

! VOLUME 18

!APLICAÇÃO REPARO

FLST,2,4,4

FITEM,2,97

FITEM,2,197

FITEM,2,258

FITEM,2,133

AL,P51X

! ÁREA 74: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4

FITEM,2,201

FITEM,2,198

FITEM,2,197

FITEM,2,180

AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,121
FITEM,2,133
FITEM,2,183
FITEM,2,180
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,5
FITEM,2,52
FITEM,2,67
FITEM,2,69
FITEM,2,73
FITEM,2,-75
VA,P51X

!=====

! VOLUME 19

FLST,2,4,4
FITEM,2,124
FITEM,2,160
FITEM,2,195
FITEM,2,236
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,148
FITEM,2,194
FITEM,2,112
FITEM,2,237
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,193
FITEM,2,195
FITEM,2,194

FITEM,2,191

AL,P51X

! ÁREA 78: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,233

FITEM,2,237

FITEM,2,236

FITEM,2,231

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,148

FITEM,2,160

FITEM,2,191

FITEM,2,231

AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,3

FITEM,2,57

FITEM,2,76

FITEM,2,-80

VA,P51X

!=====

! VOLUME 20

FLST,2,4,4

FITEM,2,136

FITEM,2,169

FITEM,2,196

FITEM,2,186

AL,P51X

!ÁREA 82: SIMETRIA ESQUERDA

FLST,2,4,4

FITEM,2,192
FITEM,2,196
FITEM,2,195
FITEM,2,190
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,232
FITEM,2,186
FITEM,2,236
FITEM,2,230
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,169
FITEM,2,160
FITEM,2,190
FITEM,2,230
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,61
FITEM,2,76
FITEM,2,81
FITEM,2,-84
VA,P51X

!=====

! VOLUME 21

FLST,2,4,4
FITEM,2,123
FITEM,2,227
FITEM,2,236
FITEM,2,159
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,111
FITEM,2,237
FITEM,2,228
FITEM,2,147
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,185
FITEM,2,228
FITEM,2,227
FITEM,2,184
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,147
FITEM,2,159
FITEM,2,231
FITEM,2,184
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,65
FITEM,2,79
FITEM,2,85
FITEM,2,-88
VA,P51X

!-----

! VOLUME 22

! APLICAÇÃO REPARO

FLST,2,4,4
FITEM,2,135
FITEM,2,187

FITEM,2,186
FITEM,2,178
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,183
FITEM,2,187
FITEM,2,227
FITEM,2,182
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,178
FITEM,2,159
FITEM,2,230
FITEM,2,182
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,5
FITEM,2,68
FITEM,2,83
FITEM,2,85
FITEM,2,89
FITEM,2,-91
VA,P51X

!=====

! VOLUME 23

FLST,2,4,4
FITEM,2,121
FITEM,2,227
FITEM,2,188
FITEM,2,157
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,109
FITEM,2,189
FITEM,2,228
FITEM,2,145
AL,P51X

!ÁREA 94: SIMETRIA DIREITA

FLST,2,4,4
FITEM,2,189
FITEM,2,188
FITEM,2,181
FITEM,2,179
AL,P51X

FLST,2,4,4
FITEM,2,184
FITEM,2,145
FITEM,2,157
FITEM,2,179
AL,P51X

FLST,2,6,5,ORDE,4
FITEM,2,72
FITEM,2,87
FITEM,2,92
FITEM,2,-95
VA,P51X

!-----

! MALHA - ATRIBUTOS DOS VOLUMES E ÁREAS

VSEL,S,LOC,Z,q,p
VATT, 2, , 1, 0

VSEL,S,LOC,Z,0,q

```
VATT, 1, , 1, 0
VSEL,ALL
CM,_Y,AREA
ASEL, , , 92
CM,_Y1,AREA
CMSEL,S,_Y
CMSEL,S,_Y1
AATT, 3, , 2, 0, 4
CMSEL,S,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
```

! usar para lâminas apenas na região desbastada

```
FLST,5,3,5,ORDE,3
FITEM,5,66
FITEM,5,73
FITEM,5,89
CM,_Y,AREA
ASEL, , , P51X
CM,_Y1,AREA
CMSEL,S,_Y
```

```
CMSEL,S,_Y1
AATT, 3, , 2, 0, 3
CMSEL,S,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
```

! usar para lâminas em 360°

```
!FLST,5,5,5,ORDE,5
!FITEM,5,58
!FITEM,5,66
!FITEM,5,73
```

!FITEM,5,81

!FITEM,5,89

!CM,_Y,AREA

!ASEL, , , ,P51X

!CM,_Y1,AREA

!CMSEL,S,_Y

!CMSEL,S,_Y1

!AATT, 3, , 2, 0, 3

!CMSEL,S,_Y

!CMDELE,_Y

!CMDELE,_Y1

!=====

! MALHA - CONTROLE DIMENSIONAL E GERAÇÃO DAS MALHAS DE VOLUMES E
ÁREAS

LSEL,S,LOC,Z,q,p

LESIZE,ALL,0.0025, , , ,1, , ,1,

LSEL,S,LOC,Z,r,q

LESIZE,ALL,0.0015, , , ,1, , ,1,

LSEL,S,LOC,Z,0,r

LESIZE,ALL,0.001, , , ,1, , ,1,

LSEL,ALL

CSYS,0

FLST,5,23,6,ORDE,2

FITEM,5,1

FITEM,5,-23

CM,_Y,VOLU

VSEL, , , ,P51X

CM,_Y1,VOLU

CHKMSH,'VOLU'

CMSEL,S,_Y

```
MSHAPE,0,3d
MSHKEY,1
VMESH,_Y1
MSHKEY,0
```

! usar para laminas em todas as áreas (desbaste e 50%)

```
FLST,5,4,5,ORDE,4
FITEM,5,66
FITEM,5,73
FITEM,5,89
FITEM,5,92
CM,_Y,AREA
ASEL, , , ,P51X
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
```

```
MSHKEY,1
AMESH,_Y1
MSHKEY,0
```

```
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
```

! usar para lâminas em toda a região circunferencial

```
!FLST,5,6,5,ORDE,6
!FITEM,5,58
!FITEM,5,66
!FITEM,5,73
!FITEM,5,81
!FITEM,5,89
!FITEM,5,92
```

```
!CM,_Y,AREA
!ASEL, , , ,P51X
!CM,_Y1,AREA
!CHKMSH,'AREA'
!CMSEL,S,_Y
```

```
!AMESH,_Y1
```

```
! usar para laminas apenas no destaste
```

```
!ASEL, , , , 92
!CM,_Y1,AREA
!CHKMSH,'AREA'
!CMSEL,S,_Y
```

```
!MSHKEY,1
!AMESH,_Y1
!MSHKEY,0
!CMDELE,_Y
!CMDELE,_Y1
!CMDELE,_Y2
```

```
!=====
```

```
! ALTERANDO SISTEMA DE COORDENADAS
```

```
CSYS,0
```

```
!=====
```

```
! REFLETINDO GEOMETRIA
```

```
FLST,3,23,6,ORDE,2
FITEM,3,1
FITEM,3,-23
```

VSYMM,Y,P51X, , ,0,0

!=====

! MERGE

NUMMRG,ALL, , ,LOW

!=====

!Estabelecendo condições de contorno

! Carregamento

! Propriedades do carregamento

!Pressão Interna

Pint = 0.5e6

! Tensão Longitudinal

Sll = Pint*a/(2*(c-a))

! Tensão Circunferencial

Stt = 2*Sll

! Deformação Longitudinal

epsonll = Pint*(2*a)*(1-2*v1)/(4*(c-a)*E1)

! Deformação Circunferencial

epsontt = Pint*(2*a)*(2-v1)/(4*(c-a)*E1)

! Condição de contorno de simetria

ASEL,S,LOC,Z,0,0

DA,ALL,SYMM

! Engastamento (condição dos ensaios experimentais)

ASEL,S,LOC,Y,-p

DA,ALL,ALL,0

ALLSEL,ALL

!-----

!Aplicação da pressão nas áreas

FLST,2,24,5,ORDE,24

FITEM,2,3

FITEM,2,14

FITEM,2,23

FITEM,2,31

FITEM,2,40

FITEM,2,47

FITEM,2,54

FITEM,2,63

FITEM,2,70

FITEM,2,77

FITEM,2,86

FITEM,2,93

FITEM,2,98

FITEM,2,109

FITEM,2,118

FITEM,2,126

FITEM,2,135

FITEM,2,142

FITEM,2,149

FITEM,2,158

FITEM,2,165

FITEM,2,172

FITEM,2,181

FITEM,2,188

SFA,P51X,1,PRES,Pint

CSYS,5

ASEL,S,LOC,Z,p

SFA,all,,PRES,-SII

ALLSEL,ALL

!=====

!Processamento

/SOL

SOLVE

!=====

!Pos-processamento

/POST1

CSYS,0

DSYS,0

PATH,conv,2,200,200,

PPATH,1,0,d,-0.1,,0,

PPATH,2,0,d,0.1,,0,

AVPRIN,0, ,

PDEF,d11,U,X,AVG

/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,dI2,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,t1,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,t2,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,df1,EPTO,1,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,df2,EPTO,2,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PDEF,mises,S,EQV,AVG
/PBC,PATH, ,0

AVPRIN,0, ,

PRPATH,DL1,DL2,MISES

/eof