

**Jorge Luiz Coutinho Diniz**

# **Resistência de Dutos com Defeitos Usinados**

**Dissertação de Mestrado**

Orientador: José Luiz de França Freire

**Departamento de Engenharia Mecânica**

Rio de Janeiro, 9 de maio de 2002

**Jorge Luiz Coutinho Diniz**

# Resistência de Dutos com Defeitos Usinados

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio como parte dos requisitos de obtenção do título de Mestre em Ciências de Engenharia Mecânica.

**Orientador:**

José Luiz de França Freire

**Co-orientador:**

Ronaldo Domingues Vieira

**Departamento de Engenharia Mecânica  
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro**

Rio de Janeiro, 09 de maio de 2002

*Dedico essa tese à pessoa que me ajudou irrestritamente  
ao longo de minha vida e sem a qual eu não seria quem  
sou, **minha Mãe.***



*“Superar o fácil não tem mérito, é obrigação; vencer o difícil é glorificante; ultrapassar o outrora impossível é esplendoroso”.(Alexandre Fonteles)*

## Agradecimentos

À minha família, em especial à minha mãe, minha irmã, minha avó e minha namorada.

A meu orientador, professor José Luiz de França Freire, pelo conhecimento adquirido dentro e fora da sala de aula, pelo exemplo e paciência.

Ao professor Ronaldo Domingues Vieira, pelo conhecimento transferido, pela paciência em responder a questões diversas e principalmente, mostrar-me que um problema insolúvel é apenas um problema à resolver.

Ao amigo Antônio Garcia “Bigode”, pelas piadas, conversas e lanches.

Ao Conselho Nacional de desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela ajuda financeira recebida durante o curso.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio e seus funcionários, pela colaboração para comigo.

À Petrobrás em nome do Engenheiro Adilson Benjamin, por colaborar no desenvolvimento deste trabalho.

A meus amigos e companheiros de pós-graduação Eduardo Florence, Eduardo Merson, Daniel Noletto, Marcelo Gomes e Ana Cristina.

E agradeço a todos que porventura tenham participado da minha tese e não estejam aqui mencionados.

# Resistência de Dutos com Defeitos Usinados

**Jorge Luiz Coutinho Diniz**

## Resumo

Segundo Muhlbauer [1], 25 % dos acidentes com dutos são causados por corrosão. Com o envelhecimento da malha dutoviária, os acidentes tendem a ser mais freqüentes ou seus custos de manutenção majorados. Isto porque as metodologias atuais são, em sua maioria, demasiadamente conservativas. Com o surgimento de novas técnicas de inspeção e o avanço da microinformática, justifica-se o investimento em pesquisa e no desenvolvimento de metodologias numéricas mais fiéis ao comportamento mecânico do defeito, mantendo a segurança dos dutos e assegurando a competitividade econômica de suas operadoras.

Neste trabalho utilizou-se nove espécimes tubulares de aço API 5L X60, com comprimento nominal de 2 m, diâmetro de 323 mm e espessura de 9.53 mm. Nestes espécimes foram usinados defeitos por eletroerosão com o objetivo de simular corrosão. Esses defeitos tinham espessura residual de 3 mm (30% da espessura nominal), 95.3 mm de largura (10 vezes a espessura nominal) e comprimentos entre 250 e 525 mm. Estes espécimes foram instrumentados com extensômetros de resistência elétrica especiais para grandes deformações plásticas e foram pressurizados até sua ruptura.

Baseado nas geometrias dos corpos de prova existentes construiu-se modelos para a análise numérica. Esta análise utilizou o elemento sólido de oito nós por exigir um tempo computacional menor que o de 20 nós. Com relação ao elemento de casca, o elemento sólido de 8 nós modela melhor a geometria do defeito e o perfil de deformações elastoplásticas ao longo da espessura. Inicialmente foram feitas análises lineares. Estas foram seguidas de análises não-lineares, onde utilizou-se as propriedades reais do material de cada tubo. Os valores obtidos nestas análises foram confrontados com os valores experimentais de deformações elastoplásticas medidas, com o objetivo de validar o modelo numérico, obtendo-se boa correlação. Durante a validação do modelo analisou-se o critério de ruptura numérico a ser adotado, a influência de pequenas variações da espessura, a influência do raio de adoçamento entre a superfície externa do defeito e as paredes íntegras do tubo, os incremento

ótimos de pressão interna, e a importância do uso das propriedades mecânicas do material específico de cada tubo.

Este trabalho faz uma análise completa dos espécimes tubulares, conseguindo desenvolver uma metodologia capaz de reproduzir o experimento. Ponderam-se todos os fatores que influenciam uma análise não-linear e concluiu-se que a ruptura experimental acontece dentro de uma faixa de valores cujos limites dependem do critério de ruptura adotado. Verificou-se que esta faixa está compreendida entre a pressão que causa tensão equivalente de Mises igual à tensão de ruptura do material no primeiro elemento e a instabilidade numérica, que ocorre quando todos os elementos ao longo da espessura, em qualquer região do defeito, atingem a tensão equivalente de Mises igual à tensão de ruptura verdadeira do material. Nos casos estudados, esta faixa teve limites distantes entre si da ordem de 0.4 MPa, abaixo de 2% da pressão de ruptura.

Palavras Chave: Dutos, Corrosão Extensômetros, Elementos Finitos e Resistência.

# Strength of Pipes with Machined Defects

**Jorge Luiz Coutinho Diniz**

## Abstract

According to Muhlbauer [1], 25% of the accidents with pipelines are caused by corrosion. The aging of the pipelines lead to an increase in the frequency accidents associated with an increase in maintenance costs. To keep accident frequency low, maintenance costs increase mainly because the current methodologies to predict failure and analyse pipe integrity are generally, overly conservatives. The new inspection techniques coming forth and the computer's progress, it have justified the investment in research and in the development of numeric methodologies to preserve pipeline integrity and assure the economical competitiveness of their operators.

Nine tubular specimens of steel API 5L X60, with 2 m's nominal length, 323 mm's and 9.53 mm's thickness were used. Defects were fabricated using spark erosion to simulate corrosion. The defects had residual thickness of 3 mm (30% of the nominal thickness), 95.3 mm's width (10 times the nominal thickness) and lengths between 250 and 525 mm. The pipe specimens were instrumented with high elongation strain gage rosettes for great plastic deformations and they were pressurized until bursting.

For the Finite element models were built based on the geometries of the specimens. In this analysis it was used the solid element of eight nodes because they demanded a smaller processing time than the one of 20 nodes. Regarding the shell element, the solid element of 8 nodes represent better the defect's geometry and gives the values of elastoplastic strain along the thickness. Initially a linear analysis was carried out. These analysis were following by non-linear analysis, where it had been used the real properties of the material in pipe. The values obtained in these analysis were confronted with the experimental values of the elastoplastic strain measured, with the objective of validating the numeric model, had being obtained good correlation. During the validation of the model the numeric rupture criterion was analyzed to be adopted. This analyses included an investigation on the influence of small

thickness variations , the influence of the radius between walls of the defects, the optimum increment of pressure and the importance of the mechanical properties.

This research does a complete analysis of the tubular specimens, getting to develop a methodology able to reproduce the experiment. All the factors that influence a non-linear analysis were considered and the conclusion was that the experimental rupture happens inside of a range of values whose limits depend on the rupture criterion adopted. It was verified that this range includes the pressure that causes equivalent Mises's stress equal to the stress of material's in the first element and the numeric instability. This instability happens when all of the elements along the thickness, in any point of the defect, reaches the equivalent Mises's stress equal to the true failure stress of the material. In the studied cases, this range had distant limits amongst themselves of the order of 0.4 MPa, below 2% of the rupture pressure.

Key-words: Pipeline, Corrosion, Strain Gages, Finite Elements, Strength

## Sumário

Lista de tabelas.....	VIII
Lista de figuras.....	X
Capítulo I – Introdução.....	1
Capítulo II – Procedimento Experimental	7
II.1 – Introdução.....	7
II.2 – Caracterização do material.....	7
II.3 – Fabricação dos espécimes tubulares.....	9
II.4 – Teste de pressão.....	10
II.5 – Montagem do sistema de pressão.....	12
II.6 – Análise dos dados experimentais do espécime 5.1.....	15
Capítulo III – Análise de Tubos com Defeitos Pelo Método de Elementos Finitos.....	18
III.1 – Introdução.....	18
III.2 – Etapas de uma análise não-linear.....	18
III.3 – Não-linearidade geométrica.....	19
III.4 – Escolha do elemento a ser utilizado.....	21
III.5 – Construção do modelo e discretização.....	22
III.6 – Construção da malha e teste com diferentes condições de contorno e simetria.....	24

III.6.1 – Tubo íntegro “infinito”.....	24
III.6.2 – Tubo íntegro com comprimento de 1000 mm, com tampo físico e com tampo simulado.....	25
III.6.3 – Tubo íntegro com comprimento de 1000 mm e tampo simulado. de 0° a 180°.....	28
III.6.4 – Geometria completa com a inclusão do defeito.....	29
III.7 – Análise não-linear.....	34
III.7.1 – Propriedades mecânicas.....	34
III.7.2 – Consideração sobre os incrementos utilizados.....	35
III.7.3 – Consideração sobre ruptura numérica.....	36
III.7.4 – Modelagem elastoplástica parcial com material único.....	37
III.7.5 – Modelagem elastoplástica parcial com material específico de cada tubo.....	38
 Capítulo IV - Análise e Discussão de Resultados.....	 40
IV.1 – Introdução.....	40
IV.2 – Análise do comportamento global do modelo.....	40
IV.3 – Segunda etapa de análise – determinação da pressão de ruptura numérica.....	50
IV.4 – Resumo dos estudos desenvolvidos.....	59
 Capítulo V – Conclusões e Sugestões.....	 61
V.1 – Introdução.....	61
V.2 – Conclusões.....	61

V.3 – Sugestões para Trabalhos Futuros.....	63
---	----

Capítulo VI – Referências Bibliográficas.....	65
---	----

Apêndice A – Arquivos ASCII de Entrada no Modelo de Elementos Finitos.....	67
--	----

A.1 – Arquivo referente ao tubo 1.....	67
--	----

A.2 – Arquivo referente ao tubo 2.....	67
--	----

A.3 – Arquivo referente ao tubo 3.....	67
--	----

A.4 – Arquivo referente ao tubo 4.....	68
--	----

A.5 – Arquivo referente ao tubo 5.....	68
--	----

Apêndice B – Diagramas dos Espécimes Ensaaiados.....	69
--	----

B.1 – Diagramas referentes ao espécime 1.1.....	69
---	----

B.2 – Diagramas referentes ao espécime 1.2.....	73
---	----

B.3 – Diagramas referentes ao espécime 2.1.....	78
---	----

B.4 – Diagramas referentes ao espécime 2.2.....	82
---	----

B.5 – Diagramas referentes ao espécime 3.1.....	86
---	----

B.6 – Diagramas referentes ao espécime 4.1.....	91
---	----

B.7 – Diagramas referentes ao espécime 4.2.....	94
---	----

## Lista de Tabelas

### Capítulo II

2.1 – Valores de escoamento e ruptura.....	8
2.2 – Levantamento dimensional de cada espécime.....	10
2.3 – Identificação de cada espécime em relação a sua instrumentação.....	11
2.4 – Pressões de ruptura experimentais e previstas.....	14

### Capítulo III

3.1 – Valores de tensão circunferencial.....	25
3.2 – Resultados obtidos: teoria x EF com e sem o tempo.....	27
3.3 – Resultados obtidos considerando a média entre a superfície interna e externa, teoria x EF sem tempo para o modelo “meia cana”.....	29
3.4 – Deformações circunferenciais, em análise linear elástica.....	32
3.5 – Dados de tensão verdadeira x deformação verdadeira do tubo 5 para entrada do modelo numérico.....	34

## Capítulo IV

4.1 – Valores de referência para os três estágios de carregamento.....	50
4.2 – Valores de pressão em que o elemento central atinge $\sigma_{Mises} = S_{utv}$ do material.....	53
4.3 – Taxa $\Delta\varepsilon/\Delta p$ para o elemento central da camada externa (obtidos numericamente), nos mesmos valores de pressão da tabela anterior.....	53
4.4 – Valores de pressão de ruptura experimental e instabilidade numérica.....	53
4.5 – Valores de pressão para todos os espécimes, obtidos numérica e experimentalmente.....	54
4.6 – Resultado obtido pelo modelamento, segundo as três hipóteses.....	55
4.7 – Valores de pressão de ruptura obtidos para todos os espécimes, com percentual de variação de espessura.....	56
4.8 – Posição da fratura e percentual de variação de espessura.....	58
4.9 – Valores de pressão de ruptura para o espécime 4.2, com diferentes hipóteses e materiais.....	59

## Lista de Figuras

### Capítulo II

2.1 – Gráfico de Tensão x Deformação no extensômetro do espécime 1 transversal do tubo 5.....	8
2.2 – Esquema do Corpo de prova para o teste de pressão.....	9
2.3 – Localização da roseta nominal.....	11
2.4 – Layout de instrumentação dos defeitos.....	11
2.5 – Esquema de montagem do transdutor de deslocamento.....	12
2.6 – Instrumentação <i>in loco</i> .....	12
2.7 – Esquema do sistema de pressão.....	13
2.8 – Espécie tubular <i>in loco</i> .....	13
2.9 – Relação entre previsões e as respectivas pressões de ruptura.....	14
2.10 – Deformação circunferencial.....	16
2.11 – Deformação longitudinal.....	17
2.12 – Relação $\epsilon_l/\epsilon_c$ x pressão.....	17

### Capítulo III

3.1 – Relação diâmetro x deslocamento máximo.....	20
---	----

3.2 – Experimento semelhante com espécime descarregado.....	20
3.3 - Experimento semelhante, momento anterior à ruptura.....	20
3.4 – Deformação circunferencial x pressão, E.T.1.2.....	21
3.5 – Elemento de 8 nós utilizado.....	22
3.6 – Elemento de 20 nós utilizado.....	22
3.7 – Seção tubular.....	23
3.8 – Seção tubular discretizada.....	23
3.9 – Geometria 3D do tubo discretizada.....	23
3.10 – Tubo íntegro infinito, com as condições de contorno.....	24
3.11 – Vista da seção 2D do tubo com tampo.....	26
3.12 – Modelo de EF do tubo com tampo físico.....	27
3.13 – Perturbação no modelo com tampo físico.....	28
3.14 – Perturbação no modelo com tampo simulado.....	28
3.15 – Configuração tipo “meia cana”, com respectIV.as condições de contorno...29	
3.16 – Seção tubular dIV.idida em quatro áreas.....	30
3.17 – Detalhe da seção do defeito sem raio de adoçamento.....	30
3.18 – Detalhe da seção do defeito com raio de adoçamento.....	30
3.19 – Tensão de von Mises em análise plana linear, sem raio de adoçamento.....	31
3.20 - Tensão de von Mises em análise plana linear, com raio de adoçamento.....	31
3.21 – Localização de pontos mencionados.....	31
3.22 - Tensão de von Mises em análise tridimensional linear.....	33
3.23 – Gráfico pressão x deformação circunferencial na região nominal.....	33
3.24 – Gráfico pressão x deformação circunferencial no centro do defeito.....	33
3.25 – Deformação circunferencial para o espécime tubular 3.1.....	33

3.26 – Deformação circunferencial para o espécime tubular 5.1.....	37
3.27 – Gráfico pressão x deformação circunferencial no centro do defeito do espécime tubular 3.1, utilizando o material do tubo 5.....	38
3.28 – Gráfico pressão x deformação circunferencial no centro do defeito do espécime tubular 3.1, utilizando o material do tubo .....	38

#### Capítulo IV

4.1 – Deformações circunferenciais e longitudinais no centro do defeito.....	41
4.2 – Deformações circunferenciais e longitudinais no centro do defeito (visualização geral).....	41
4.3 – Relação $\epsilon_l/\epsilon_c$ x pressão.....	42
4.4 – Eixos de simetria.....	42
4.5 – Deformação circunferencial ao longo do eixo circunferencial.....	43
4.6 – Deformação circunferencial ao longo do eixo longitudinal.....	43
4.7 - Deformação longitudinal ao longo do eixo circunferencial.....	44
4.8 - Deformação longitudinal ao longo do eixo longitudinal.....	44
4.9 – Bulge x pressão no centro do defeito.....	45
4.10 – Esquema do transdutor de deslocamento.....	46
4.11 – Efeito da redistribuição de tensões no transdutor de deslocamento.....	46
4.12 – Estudo parametrizado de bulge.....	47
4.13 – Perfil do bulge do espécime tubular 5.1.....	47

4.14 – Perfil do bulge do espécime tubular IV.2.....	47
4.15 – Relação $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$ x tensão verdadeira.....	48
4.16 – Relação $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$ x pressão.....	48
4.17 – Vista superior da Evolução de $\sigma_{Mises} = S_{ut}$ .....	51
4.18 – Vista lateral da Evolução de $\sigma_{Mises} = S_{ut}$ .....	51
4.19 – Vista superior da Evolução de $\sigma_{Mises} = S_{ut}$ , para o espécime tubular 4.2 com espessura constante igual a mínima espessura medida.....	52
4.20 – Vista superior da Evolução de $\sigma_{Mises} = S_{ut}$ , para o espécime tubular 4.2 com espessura variável.....	52
4.21 – Seção do tubo modelado com espessura variável.....	55
4.22 – Seção do tubo modelado com espessura constante média.....	55
4.23 – Seção do tubo modelado com espessura constante mínima.....	55
4.24 – Modelo com espessura variável, após carregamento.....	55
4.25 – Eixos de simetria.....	57
4.26 – Falta de simetria transversal.....	57
4.27 – Falta de simetria longitudinal.....	57
4.28 – Perfil de deformações circunferenciais x pressão no espécime com espessura variável.....	57

# I – Introdução

São várias as causas de defeitos em dutos. Elas podem ocorrer no ato da construção da dutovia ou ao longo de sua operação. Os causadores destes defeitos são os mais diversos, tais como: amassamentos localizados, deslizamentos de encostas, falhas de operação ou no sistema de proteção anticorrosiva. No entanto, os defeitos causados por corrosão são os que mais afetam a vida útil de um duto, provocando desde pequenos vazamentos (de difícil detecção pela pequena quantidade de óleo perdida) até o rompimento total.

Segundo Muhlbauer [1], 25 % dos acidentes com dutos são causados por corrosão. Os defeitos são decorrentes de perdas localizadas ou generalizadas de espessura da parede do duto, resultando na redução de sua resistência mecânica.

Os defeitos causados por corrosão são classificados:

- a) Quanto à localização - internos ou externos.
- b) Quanto ao tipo - pits (pequenas cavidades agudas) e os alvéolos. Ambos podem apresentar-se isoladamente ou em colônias.
- c) Quanto à geometria - sulcos na superfície externa ou ao longo das geratrizes superior e inferior, internamente.

Muitas vezes há interação entre diferentes tipos de defeitos, como por exemplo, a ocorrência de pits sobreposta a uma região onde ocorre uma corrosão generalizada ao longo da geratriz inferior de um duto.

Recentemente, as operadoras de dutovias têm destinado montantes de recursos cada vez maiores no desenvolvimento de metodologias para a avaliação da integridade de dutos com defeitos de corrosão. Dentre os principais motivadores estão:

- Legislação Ambiental - O aumento do rigor da legislação ambiental é um fator importantíssimo não só pelas possíveis punições que as operadoras podem sofrer em

---

caso de acidentes, como também na influência que possam causar na imagem da empresa.

- Melhoria das ferramentas de inspeção - O fator técnico, com o aperfeiçoamento dos métodos de inspeção, resulta na diminuição da incerteza quanto à existência, localização e magnitude de defeitos nos dutos. A identificação e dimensionamento dos defeitos leva à necessidade de melhores ferramentas para a avaliação da integridade dos dutos.
- Envelhecimento dos dutos e competitividade econômica – Com o envelhecimento da malha dutoviária ou com o final da vida útil prevista em projeto, a possibilidade de continuar operando um duto, se considerado ainda íntegro, e já tendo seus custos de construção/lançamento amortizados, gerariam uma significativa economia e consequentemente maior competitividade.

Até então têm sido utilizados métodos empíricos/analíticos para a avaliação de integridade. Em relação à metodologia empírica, é impossível realizar ensaios com todas as geometrias de defeitos, diâmetros de tubos e materiais existentes. O comportamento de um defeito real é estimado, a partir de um defeito com geometria semelhante, através de um modelo simples de cálculo. Metodologias analíticas complexas são de difícil aplicação. Para possibilitar sua aplicação, algumas simplificações geométricas e de propriedades mecânicas têm que ser feitas. Isso gera a necessidade de aplicação de fatores de segurança embutidos nas equações empíricas/analíticas, tornando-as reconhecidamente conservativas.

Uma revisão crítica de vários critérios propostos para determinação da resistência remanescente de dutos corroídos foi apresentada por Stephens e Francini [2]. Neste trabalho são demonstrados alguns métodos para cálculo e comparação de resultados encontrados, sendo destacados alguns pontos de cada uma delas, tais como:

- a) A ASME-B31-G – Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines – A Supplement to ANSI/ASME B31 Code for Pressure Piping [3], que é corroborada pelo extenso histórico de aplicação e reconhecida pelo seu conservadorismo excessivo.

---

b) O método 0,85 DL ou B31-G modificada[4], que consiste em uma evolução da B31-G através de uma reavaliação e redução nas simplificações. Este critério mostrou-se menos conservativo que a B31-G[3].

c) A Det Norske Veritas Corroded Pipelines–Recommended Practice RP–F101[5] que é a metodologia de aplicação em larga escala mais recente (1999), sendo a primeira baseada em análise por elementos finitos não linear e a que apresenta resultados mais fidedignos.

A complexidade da geometria dos defeitos existentes e a dificuldade de se encontrar soluções elastoplásticas para resolver o problema de ruptura em colapso plástico de dutos gera a procura de soluções para estes problemas, que empreguem métodos de elementos finitos validados por resultado experimentais.

O modelamento numérico pelo método de elementos finitos é uma poderosa ferramenta de cálculo empregada em diversos campos da engenharia. Como o próprio nome diz, o método consiste em dividir uma dada geometria em um número finito de elementos, a partir dos quais os esforços atuantes são calculados. A metodologia de análise é a mesma para qualquer geometria. O tempo empregado para a análise é tão maior quanto maior for a complexidade geométrica do modelo, o número e tipo de elementos empregados e a precisão requerida dos resultados. O tempo despendido em análises muito complexas, muitas vezes inviabiliza sua execução.

Em análises ainda mais complexas, que as anteriormente citadas, quando as não-linearidades geométricas e materiais são consideradas, esses tempos tornam-se uma ordem de grandeza maior, sendo este mais um fator limitante em análises numéricas não lineares.

Com a evolução computacional, através do aumento da capacidade de processamento e o aprimoramento dos softwares comerciais, estas análises tornaram-se viáveis e estão sendo cada vez mais utilizadas.

O trabalho “Predicting Failure Pressure Of Internally Corroded Linepipes Using The Finite Elements Method - OMAE 1995” [6] relata os resultados numéricos obtidos para o modelamento de dutos com diferentes percentuais de corrosão. Este trabalho faz considerações sobre o procedimento de análise numérica 3D, o mecanismo de falha e a

---

definição de ruptura pelo método de Elementos Finitos. O trabalho, “Simulação do Comportamento de um Defeito em um Duto – CEFET-RJ 2000” [7], apresenta a análise não linear simplificada de um espécime com um defeito externo usinado. Um outro trabalho “Análise do Desempenho de Sistemas de Reparo de Dutos Por Materiais Compostos – 5ª COTEC” [8] faz uma análise não linear de dutos com mangas de reparos de materiais compostos e uma análise de um duto sem reparo.

Esses três trabalhos [6,7 e 8] utilizam softwares comerciais, o mesmo material (API 5L X60) e elementos sólidos (3D). As diferenças estão nas considerações sobre propriedades mecânicas e na consideração sobre ruptura.

Bin Fu [6] considera que:

- o material não tem limite de ruptura. A sua resistência aumenta indefinidamente, com taxa igual ao final da curva tensão verdadeira x deformação verdadeira do material.
- a ruptura pelo método de elementos finitos acontece quando todos os elementos em uma linha na espessura atingem  $\sigma_{Mises} = S_{ut}$  do material.

Dijk e Gajapersad [7] consideram:

- o material como sendo elastoplástico com endurecimento linear.
- a falha é considerada quanto  $\sigma_c = S_{ut}$  em qualquer ponto do modelo.

O presente trabalho tem como motivação a análise de parte dos dados gerados durante o desenvolvimento do projeto “PRODUT” [9], realizando análises complementares dos dados experimentais e executando análises numéricas lineares e não-lineares de modelos dos corpos de prova ensaiados.

O projeto “PRODUT” [9] foi realizado pela PUC-Rio e a PETROBRÁS. Este projeto teve como linha de pesquisa a avaliação de integridade estrutural de dutos com defeitos causados por corrosão.

- A primeira etapa desse projeto foi objeto do trabalho “Burst Tests on Pipeline With Long External Corrosion”, apresentado no “International Pipeline Conference 2000”

---

[10]. O trabalho relatou a obtenção das propriedades mecânicas do material dos dutos, o projeto e a confecção de espécimes tubulares, o projeto e a execução dos testes de pressão e a comparação dos resultados experimentais com as pressões de operação e ruptura segundo metodologias e normas existentes [2, 3, 4 e 5].

- A segunda etapa, relatada nos trabalhos “Strain Analysis of Burst Tests on Pipeline With External Corrosion – SEM 2001” [11] e no “Strain Analysis on a Pipeline Test Specimen With Long External Corrosion – SAET 2001[12], consistiu em uma análise preliminar dos dados experimentais das deformações elasto-plásticas medidas em diversos pontos dos espécimes, quando submetidos às pressões de teste até o momento de sua ruptura.

Essa tese propõe uma metodologia aplicável à análise de dutos corroídos pelo método de elementos finitos, e foi dividido em cinco capítulos: um de introdução (este), três de desenvolvimento e um de conclusões.

## **Capítulo II – Procedimento Experimental**

Foram compilados os dados experimentais obtidos nos testes de pressão e os valores de previsão de operação e ruptura de dutos com defeitos iguais aos espécimes ensaiados, segundo as metodologias e normas existentes [2, 3, 4 e 5]. Neste capítulo realizaram-se também análises complementares dos dados experimentais e do progresso elastoplástico das deformações medidas. Estas análises servirão como balizadores para a validação do modelo de elementos finitos.

## **Capítulo III – Análise de Tubo com Defeitos pelo Método dos Elementos Finitos**

Desenvolveu-se um procedimento de análise, corroborado pelas referências [5,7 e 8], onde passo a passo analisaram-se todos os fatores que um modelamento desta natureza envolve. Estes fatores são:

- A escolha do elemento finito apropriado.
- Análise das condições de contorno do modelo numérico e o uso das simetrias possíveis.

- 
- As influências das simplificações de detalhes geométricos.
  - A influência das restrições de deslocamento no comportamento mecânico do modelo.

Na análise linear inicial e na posterior análise não linear, ponderou-se a necessidade de utilização de ferramentas numéricas que levassem em consideração grandes deslocamentos, a influência da curva tensão verdadeira x deformação verdadeira no resultado final e os valores ótimos dos incrementos de pressão.

#### **Capítulo IV - Análise e Discussão de Resultados**

Este foi subdividido em duas partes:

- Na primeira parte comparou-se as deformações elastoplásticas determinadas para os modelos de elementos finitos com os resultados experimentais e teve como objetivo a validação e a calibração do modelo de elementos finitos.
- Na segunda analisou-se o mecanismo responsável pela falha do duto, através da evolução das tensões nos defeitos em duas dimensões (plano do defeito e plano da espessura) e a definição de qual critério de falha deveria ser utilizado. Nesta parte foi constatado que os modelos numéricos deveriam considerar as variações na espessura existentes nos espécimes testados de forma correta. Isto gerou a necessidade de se refazer as análises para então alcançar valores coerentes de previsão de ruptura numérica pelo método de elementos finitos para os espécimes analisados.

#### **Capítulo V – Conclusões e Sugestões**

No último capítulo, são feitas conclusões sobre a aplicabilidade do método, fatores preponderantes para uma análise numérica não linear correta e sugestões para trabalhos futuros.

# Capítulo II - Procedimento Experimental

## II.1 – Introdução

Neste capítulo serão descritas todas as etapas envolvidas no procedimento experimental. Foram utilizados, para os testes de pressão, nove espécimes tubulares com diâmetro  $D = 12.75''$ , espessura de parede  $t = 9.53$ , comprimento  $l = 2500$  mm e fechados por soldagem com tampões planos reforçados.

O material utilizado para esses testes foi fornecido pela CONFAB e consistiam de 5 tubos de aço API 5L X60 [13], com  $D = 12.75''$ ,  $t = 9.53$  e com 6 metros de comprimento. Esses espécimes fazem parte do projeto “PRODUT” [9]. Os principais resultados desse projeto, mencionados nos relatórios técnicos 1 e 2 [14 e 15] e nos trabalhos [10,11,12], estão aqui relatados para que a comparação de resultados com os obtidos por elementos finitos possam ser melhor compreendidos.

## II.2 - Caracterização do Material

De cada tubo, retirou-se 4 espécimes para ensaio de tração, 2 na direção longitudinal e 2 na direção transversal. Há a necessidade de espécimes longitudinais e transversais devido ao processo de fabricação destes tubos, conhecido como “UOE”. Estes são feitos a partir da conformação mecânica a frio de chapas de aço e posterior soldagem longitudinal. Esse procedimento resulta em modificações na microestrutura do material, com aumento na diferença entre as propriedades mecânicas nas direções longitudinal e transversal da chapa.

Os espécimes foram confeccionados segundo as normas API 5L [13], ASTM E8 [16] e ASTM A370 [17] e foram instrumentados com extensômetros especiais para grandes deformações tipo TML YFLA 5 e clip gages. Os resultados obtidos, bem como o procedimento de fabricação e ensaio, são descritos no relatório técnico número 1 [14].

A tabela 2.1 abaixo apresenta os valores de tensão de engenharia para escoamento e ruptura dos espécimes ensaiados, bem como as especificações API 5L-X60 [13]. A figura 2.1 a seguir apresenta o gráfico tensão verdadeira x deformação medida no extensômetro do material de um dos espécimes.

Tabela 2.1 – Valores das resistências ao escoamento e a ruptura.

	Especificação API	Resultado Experimental		
		Mínimo	Maximo	Médio
Tensão de Escoamento (MPa)	413	437	475	452
Tensão de Ruptura (MPa)	517	533	556	542

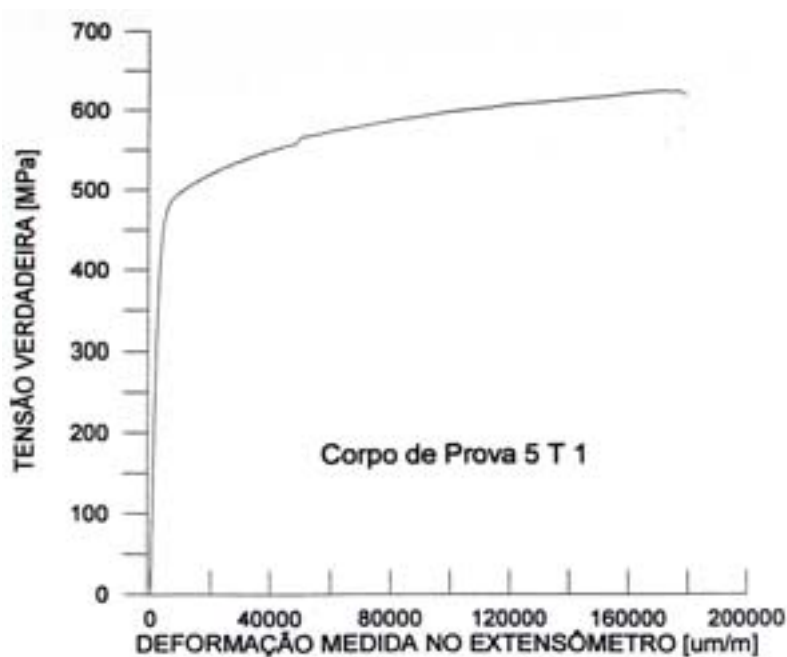


Figura 2.1 - Gráfico de tensão real x deformação medida no extensômetro do CP transversal do tubo 5

### II.3 - Fabricação dos Espécimes Tubulares

Inicialmente, os tubos foram cortados com comprimento de 2500 mm e em cada espécime foi fabricado um defeito. Estes defeitos consistiam num rebaixo externo ao duto, que foram usinados por eletro-erosão.

Os defeitos foram confeccionados com uma profundidade tal que as espessuras nominais no fundo do defeito ficassem com 3 mm (correspondente a 30% da espessura nominal do tubo). A largura de 95,3 mm, correspondente a 10 vezes a espessura nominal do tubo, foi constante nos nove espécimes. A única variável foi o comprimento do defeito, que variou entre 250 mm e 525 mm.

Como o processo de fabricação dos tubos envolve conformação mecânica, seguido de soldagem longitudinal, os defeitos localizavam-se a 180 graus do cordão de solda longitudinal, para anular sua influência sobre o comportamento do defeito.

Após o término da usinagem dos defeitos, os espécimes foram fechados, também por soldagem, com tampões circulares de aço ASTM A-36 com 2” de espessura e reforçados por cruzetas soldadas, do mesmo aço. A fim de garantir a resistência dos tampões dos espécimes, todas as soldas foram inspecionadas pela técnica de líquido penetrante. A figura 2.2 a seguir, mostra a localização dos defeitos, do tampão e do cordão de solda longitudinal

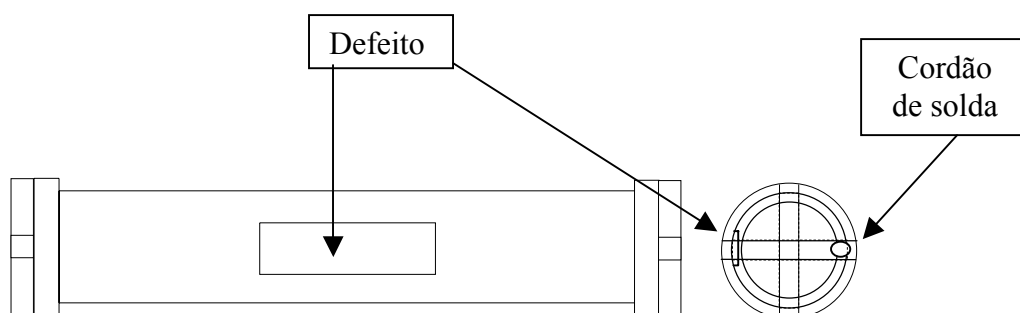


Figura 2.2 – esquema do corpo de prova para o teste de pressão

Antes do início dos testes de pressão, foi realizado um levantamento dimensional dos espécimes. A tabela 2.2 abaixo apresenta os resultados obtidos desse levantamento dimensional, relações entre dimensões máximas e mínimas e o parâmetro adimensional  $L^2 / (D_e t_n)$ .

Tabela 2.2 – Levantamento dimensional de cada espécime.

Identificação do Espécime	ET-1.1	ET-1.2	ET-2.2	ET-2.1	ET-3.1	ET-3.2	ET-4.1	ET-4.2	ET-5.1
L (mm)	466.7	305.6	350.0	394.5	433.4	488.7	500.0	527.8	255.6
$t_{\text{máx}}-t_{\text{mín}}$ (mm)	0.30	0.19	0.37	0.60	0.40	0.20	0.60	1.00	0.15
$l_{\text{máx}}-l_{\text{mín}}$ (mm)	0.10	0.10	0.10	0.20	0.15	0.15	0.15	0.05	0.10
$c_{\text{máx}}-c_{\text{mín}}$ (mm)	0.10	0.08	0.06	0.08	0.08	0.08	0.06	0.20	0.04
$L^2 / (D_e t_n)$	70.6	30.3	39.7	50.4	60.9	77.4	81.0	90.2	21.2

$t_{\text{máx}}-t_{\text{mín}}$  = diferença entre a maior e a menor espessura medida.

$l_{\text{máx}}-l_{\text{mín}}$  = diferença entre a maior e a menor largura medida.

$c_{\text{máx}}-c_{\text{mín}}$  = diferença entre o maior e o menor comprimento medido

Observação: dentre as diferenças observadas, a mais importante é a variação da espessura. Uma variação de 1mm representa uma variação de 35% na espessura nominal do defeito pode resultar em rupturas não uniformes.

## II.4 - Testes de Pressão

Cada um dos espécimes tubulares foi instrumentado com 10 rosetas triplas retangulares especiais para grandes deformações TML YFRA 5. Uma delas foi localizada em uma região nominal, no ponto médio entre o término do defeito e o término do espécime. A figura 2.3 a seguir indica a posição da roseta nominal. As demais 9 rosetas foram coladas com adesivo cianoacrilático LOCTITE 496 segundo duas diferentes configurações. Essas configurações tinham o objetivo de investigar variações entre o comportamento de defeitos com diferentes comprimentos e são mostradas na figura 2.4 a seguir.

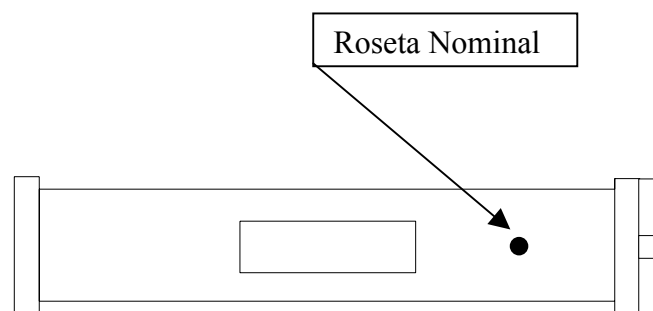


Figura 2.3 - Posicionamento da roseta nominal.

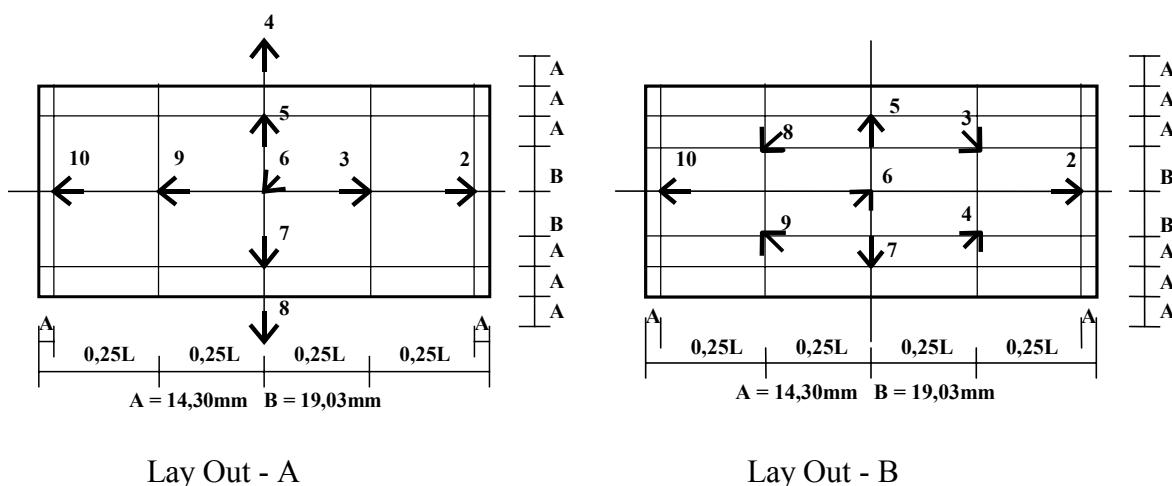


Figura 2.4 – Esquema de instrumentação dos defeitos

Tabela 2.3 – Identificação de cada espécime em relação a sua instrumentação

Número do Espécime	ET5.1	ET1.2	ET2.2	ET2.1	ET3.1	ET1.1	ET3.2	ET4.1	ET4.2
Lay Out	A	A	A	B	B	B	B	B	B

Construiu-se um transdutor de deslocamento para a medição do deslocamento da superfície externa no centro do defeito, chamado abaulamento. O esquema desse transdutor é apresentado na figura 2.5 a seguir. A instrumentação *in loco* é mostrada na fig 2.6.

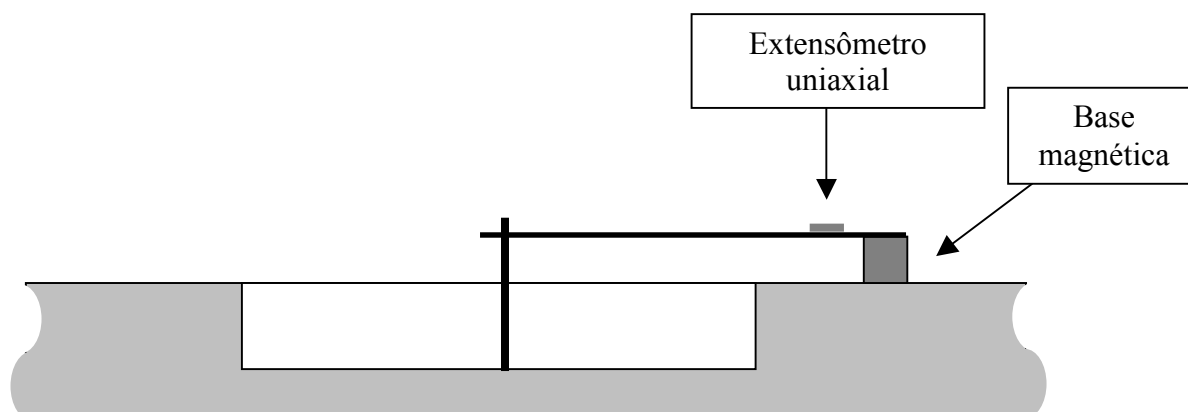


Figura 2.5 – Esquema de montagem do transdutor de deslocamento



Figura 2.6 – Instrumentação *in loco*.

## II.5 - Montagem do Sistema de Pressão

O sistema de pressão utilizou o deslocamento de um êmbolo, que era forçado para dentro de um pequeno vaso de pressão. Este êmbolo foi acionado por uma máquina de ensaios INSTRON servo-hidráulica. O fluido de pressão utilizado foi água isenta de ar. Esse sistema era monitorado pela célula de carga e pelo transdutor de deslocamento da INSTRON, por dois manômetros tipo Bourdon e dois outros transdutores de pressão extensométricos um do tipo BLH GP-GC e outro do tipo Gefran TKG N 1 M 2C M (a deformação é sentida por uma

membrana no interior do transdutor e medida por um extensômetro). A máquina foi configurada de modo que sua velocidade de deslocamento fosse de 0.08 mm/s, correspondendo a uma vazão de água injetada no corpo de prova igual 0.2 cm<sup>3</sup>/s. A taxa de variação de pressão durante o teste foi de aproximadamente 1.3 bar/min. Todos os dados das rosetas, bem como os dos transdutores foram condicionados por um equipamento Hewlett Packard - HP 3852A e armazenados em um microcomputador tipo Lap Top usando um software desenvolvido previamente [18].

O esquema do sistema de pressão é mostrado na figura 2.7 abaixo. Na figura 2.8 a seguir é mostrado um espécime no local de teste.

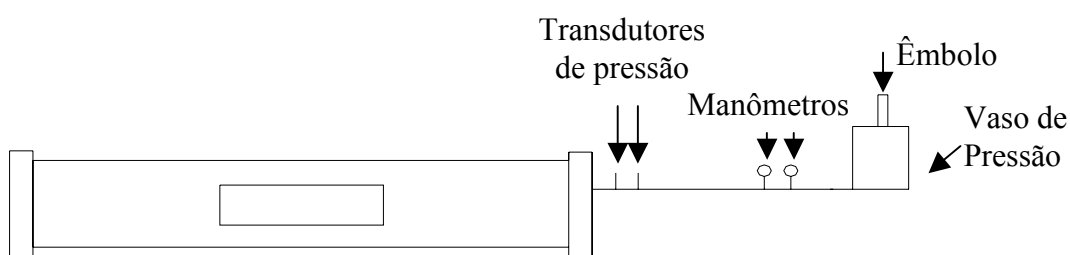


Figura 2.7 – Esquema de montagem do sistema de pressão.



Figura 2.8 – Espécime tubular *in loco*.

A tabela – 2.4 a seguir, apresenta o valor de pressão de ruptura dos nove espécimes tubulares e as respectivas previsões de ruptura segundo os métodos ASME B31G [3], Área Efetiva [4], 0.85dl[4], e DNV RP-F101 [5]. Nestes cálculos, foram utilizados os valores médios de espessura em relação à parte íntegra e o valor mínimo de espessura residual

encontrado na região do defeito. Foram utilizados também os valores médios de resistência ao escoamento e à ruptura para os respectivos cálculos.

Os valores calculados pela ASME B31G [3] se mostraram muito conservativos. Os obtidos através dos métodos da Área Efetiva e DNV RP-F101 [5], também conservativos, se aproximaram mais do valor real de ruptura. Os valores do método 0.85dl [4] se mostraram não conservativos. A figura 2.9 a seguir apresenta uma relação destes resultados com as respectivas pressões de ruptura.

Tabela 2.4 – Pressões de ruptura experimentais e previstas

Espécime	Pressão de Ruptura/Operação (MPa)				
	Pressão de Teste	Método 085dL	Método da Área Efetiva	B31G	DNV RP-F101
E.T. 5.1	14.401	14.725	11.087	8.351	12.788
E.T.1.2	14.068	14.733	11.301	8.903	12.802
E.T.2.2	13.577	14.197	10.625	8.535	11.950
E.T.2.1	12.841	14.088	10.556	8.596	11.724
E.T.3.1	12.125	13.531	9.750	7.982	10.796
E.T.1.1	11.919	13.655	10.087	8.351	11.071
E.T.3.2	11.909	13.859	10.301	8.596	11.300
E.T.4.1	11.988	13.820	10.267	8.596	11.256
E.T.4.2	11.301	13.146	9.488	7.982	10.403

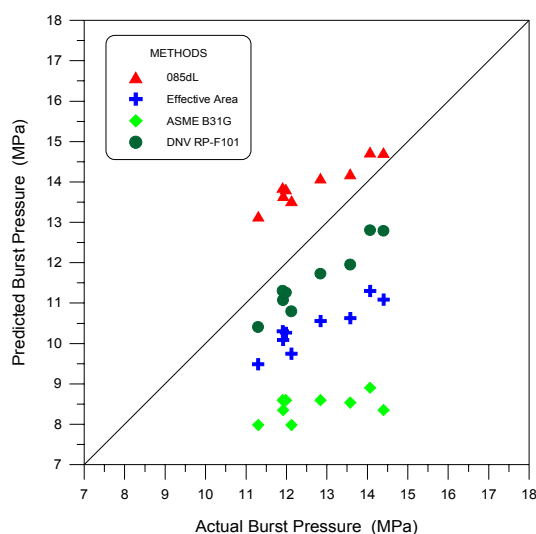


Figura 2.9 - Relação entre previsões e as respectivas pressões de ruptura.

## II.6 - Análise dos Dados Experimentais do Espécime 5.1

As figuras 2.10 a 2.12 a seguir apresentam os dados experimentais de deformações circunferenciais e longitudinais em relação à pressão de teste. Esses dados são apresentados para dois pontos distintos: o ponto nominal (roseta nominal) e o centro do defeito (roseta localizada no centro do defeito). Esses dados experimentais são confrontados com os valores teóricos, considerando uma metodologia simplificada linear elástica, onde utilizou-se a espessura real de cada ponto (9.53 mm para a região nominal e 3.09 mm para o centro do defeito).

Na figura 2.10 observa-se que os valores experimentais de deformação circunferencial para a região nominal estão muito próximos destes mesmos valores, calculados analiticamente (1% de diferença) até a pressão  $P_1$  (8 MPa). A partir daí começam a se desenvolver deformações plásticas grandes na região do defeito, e uma redistribuição de tensões e deformações em todo o espécime, influenciando o comportamento das deformações no ponto em questão. No centro do defeito, as deformações elásticas medidas diferem das calculadas em apenas 12.5%. Utilizou-se para o cálculo a teoria linear elástica, que considera um tubo de paredes finas com espessura constante, semelhante à do defeito e que não representa bem o estado de deformações desta região. Essa diferença pode ser atribuída à geometria do defeito, que faz com que ele não se comporte exatamente como um vaso de pressão com 3.09 mm de espessura de parede constante. Vaso de pressão é a geometria caracterizada pelo espécime tubular, e realizar o cálculo considerando a espessura constante igual a espessura do defeito é uma tentativa para modelar o espécime analiticamente, desconsiderando o efeito de reforço das paredes de maior espessura que ladeiam o defeito.

Valores de pressão  $P_1$  e  $P_2$  estão assinaladas no gráfico para indicar, respectivamente, o fim do regime elástico ( $P_1$ ) e a pressão que causa uma deformação plástica de 0.17% ( $P_2$ , equivalente a 0.2% segundo a teoria Lévy-Mises). Após a pressão  $P_2$  as deformações plásticas se tornam dominantes. A figura 2.11 apresenta a variação das deformações longitudinais com a pressão de teste. O comportamento das deformações longitudinais não coincide com o previsto pela teoria de vasos de pressão de paredes finas até a pressão  $P_1$ , sendo também influenciada pela redistribuição de deformações e tensões, após  $P_2$ .

No centro do defeito, a teoria não representa bem o experimento. Essa diferença é justificada pela geometria do defeito. Sua largura não é grande o suficiente para permitir que o defeito não sofra efeito de reforço das paredes vizinhas de maior espessura e se deforme livremente na direção longitudinal. Essa restrição é mais evidente após  $P_1$  e  $P_2$ , onde aos incrementos de deformação são negativos, consequência do efeito de Poisson das grandes deformações circunferenciais, forçando a deformação total para valores negativos.

Outro fator relevante é que para um volume constante no aço, o somatório das deformações principais nos 3 eixos tem que ser igual a zero. Como as deformações longitudinais são fortemente restritas pelas paredes vizinhas de maior espessura do defeito, sendo seu módulo muito pequeno em relação às circunferenciais, é de se esperar que as deformações na espessura sejam da mesma ordem de grandeza das deformações circunferenciais. Este fato foi comprovado após a ruptura, onde a última deformação circunferencial medida foi de 14% e a deformação na espessura foi de -15%.

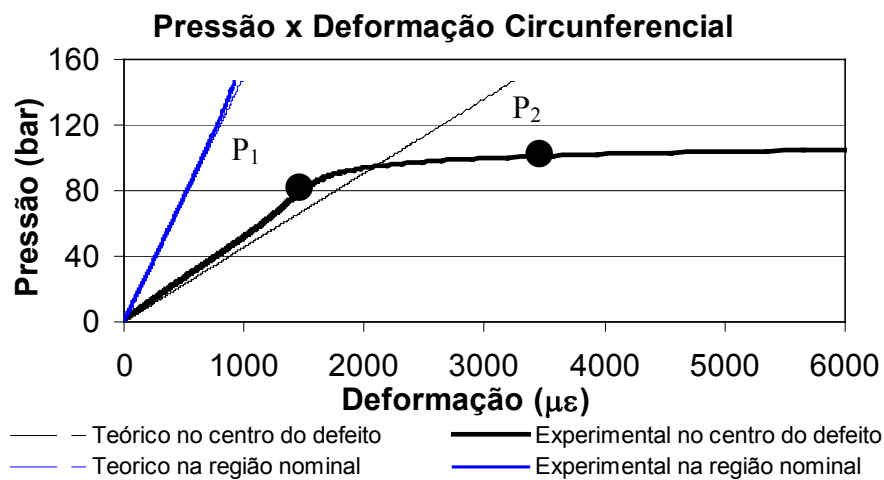


Figura 2.10 – Deformação circunferencial.

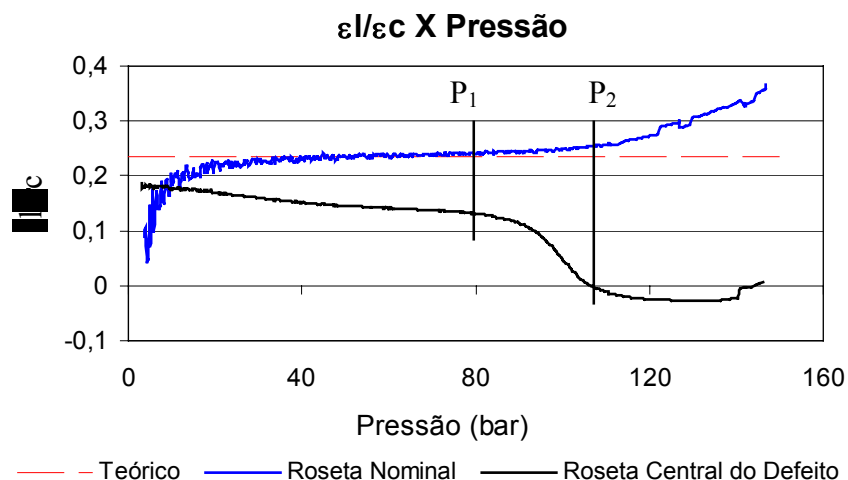


Figura 2.11 – Deformação longitudinal.

A figura 2.12 a seguir apresenta a relação  $\epsilon_l/\epsilon_c$  de deformação longitudinal/deformação circunferencial x pressão. Até  $P_1$  o comportamento é linear, mesmo não sendo compatível com o teórico devido às influências do defeito e do tempo. Entre  $P_1$  e  $P_2$  ocorre a mudança de comportamento do espécime, devido à transição elastoplástica. Após  $P_2$ , as deformações plásticas são dominantes resultando em uma tendência à estabilidade até a ruptura.

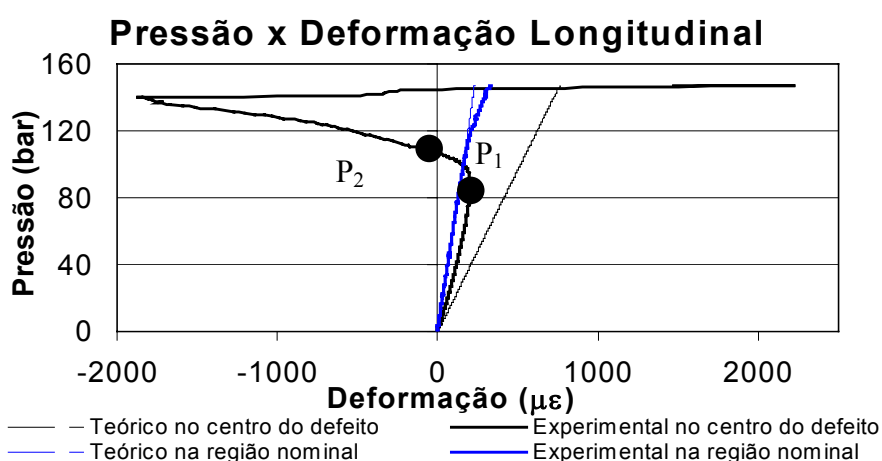


Figura 2.12 – Relação  $\epsilon_l/\epsilon_c$  x Pressão.

No capítulo de comparação de resultados, outras análises serão feitas e os resultados obtidos confrontados com os valores de elementos finitos.

## III - Análise de Tubos com Defeitos Pelo Método de Elementos Finitos

### III.1 – Introdução

O modelamento numérico pelo método de elementos finitos substitui uma dada geometria sólida ou plana por um número finito de elementos. Cada elemento é delimitado por nós. Cada nó possui um determinado número de graus de liberdade, relacionados com os deslocamentos admissíveis na formulação de cada elemento.

Numa análise linear, o método de EF realiza o cálculo através da solução da equação matricial  $[K][u]=[R]$ , onde  $[K]$  é a matriz de rigidez,  $[u]$  é o vetor de deslocamentos nodais e  $[R]$  é o vetor de forças aplicadas [19 e 20]. Para cada grau de liberdade de cada nó, haverá uma linha e uma coluna correspondentes na matriz de rigidez. Em análises lineares, esse sistema é resolvido diretamente.

Como o presente trabalho tem como objetivo prever a ruptura de dutos, onde grandes deformações estão envolvidas, uma análise não linear é mandatória, quando então a equação matricial passa a ser resolvida por incrementos, ou seja  $[K][\Delta u]=[\Delta R]$ . Isso se deve ao fato de  $[K]$  não mais ser constante, ou seja, ser função apenas das propriedades elásticas do material, passando a seguir a curva específica de cada material. Esse desvio de linearidade se espalha pela malha de elementos à medida que mais pontos atingem o limite elástico.

### III.2 - Etapas de uma Análise Não-linear

Inicialmente, através de uma análise linear, determina-se o valor de carregamento que resulte em uma tensão equivalente no ponto mais solicitado, igual ao limite elástico do material. Obtém-se assim a solução elástica, a partir da qual deformações plásticas são desenvolvidas. Essa solução elástica é armazenada e a solução incremental é iniciada.

Conforme vão se desenvolvendo deformações plásticas, o módulo de rigidez local do material é alterado. As propriedades utilizadas para o cálculo em cada incremento de carregamento são as resultantes do incremento anterior.

Vale destacar que as deformações totais em cada incremento de carregamento são determinadas pelo tensor  $\varepsilon$  exemplificado a seguir.

$$\varepsilon_{t(n)} = \Delta\varepsilon_{p(n)} + \varepsilon_{t(n-1)}$$

Onde:

$\varepsilon_{t(n)}$  – Tensor deformação total(plástica + elástica) no incremento de carga n.

$\Delta\varepsilon_{p(n)}$  – Tensor incremental de deformação plástica no incremento n.

$\varepsilon_{t(n-1)}$  – Tensor deformação total no incremento de carga n-1.

Observação: o instante  $n = 0$ , é o incremento onde o limite elástico é atingido, ou seja,  $\varepsilon_{t(0)}$  é a deformação elástica pura calculada. O limite elástico considerado para o EF tem que ser diferente do limite de escoamento normalizado (0,2% de deformação plástica). Essa diferença será abordada no decorrer do capítulo.

### III.3 – Não-linearidade Geométrica

A não linearidade geométrica (grandes deslocamentos) foi desconsiderada. Corroborando esta decisão existem dois fatos:

- (i) A informação de deslocamento no centro do defeito imediatamente antes da ruptura (ponto de deslocamento medido), não ultrapassou 6.9 mm em um diâmetro de 323 mm. A figura 3.1 a seguir mostra um esquema da relação diâmetro x deslocamento. A figura 3.2 a seguir apresenta a comparação de imagens em um experimento semelhante.

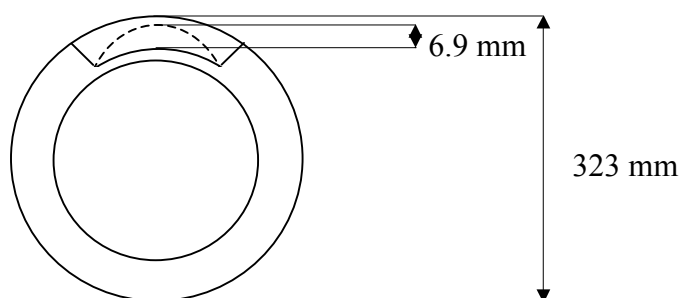
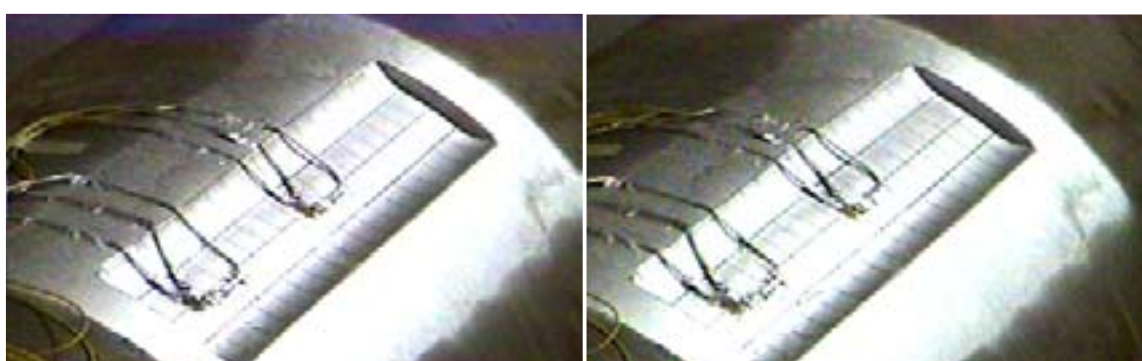


Figura 3.1 – Relação diâmetro x deslocamento máximo.



Tubo descarregado

Momento anterior à ruptura

Figura 3.2 – Experimento semelhante.

No experimento supracitado, referente ao projeto do “Estudo Para Reparo de Dutos com Materiais Compósitos” [8], onde os corpos de prova utilizados, de aço API 5L X60, tinham 508mm de diâmetro externo e defeitos usinados semelhantes à geometria do espécime tubular 4.1, foram realizados testes de pressão para estudar a eficácia de diferentes reparos aplicados aos dutos e para verificar a pressão real de ruptura (para os dutos sem reparo, como o da figura 3.2 acima).

(ii) A análise dos dados do modelamento de um espécime (ET 1.2) considerando a não linearidade geométrica. Esta análise mostrou que os resultados obtidos foram idênticos àqueles conseguidos com linearidade geométrica. A figura 3.4 a seguir apresenta os valores de deformação circunferencial x pressão calculados utilizando-se os dois critérios.

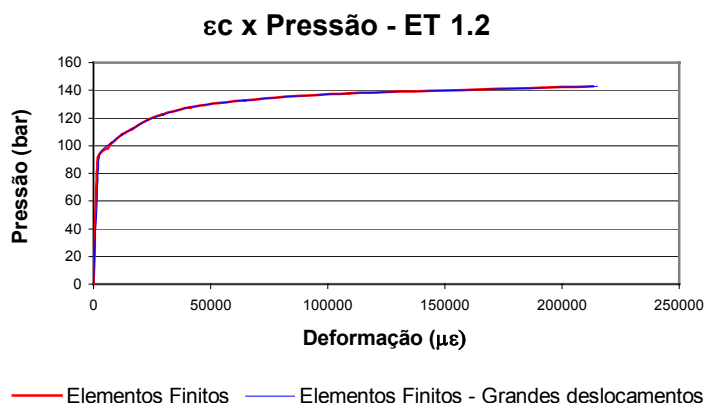


Figura 3.4 – Deformação circunferencial x pressão.

### III.4 – Escolha do Elemento a ser Utilizado

A definição do elemento a ser utilizado está diretamente relacionado com a geometria a ser estudada e o tipo de análise a ser realizada. Os três trabalhos de modelamento de dutos com defeitos usinados [6,7 e 8] utilizaram elementos sólidos, com 4,2 e 3 camadas de elementos na região do defeito e consideraram  $\frac{1}{4}$  de simetria no modelo.

Apesar da geometria de interesse nesse trabalho ser um vaso de pressão de paredes finas ( $D/t \gg 10$ ) e o elemento de casca poder ser utilizado, optou-se pela utilização do elemento sólido. Já existe um histórico de utilização deste elemento nesse tipo de geometria [6,7 e 8] e também porque com o elemento de casca não é possível ter uma boa idéia do perfil de tensões e deformações ao longo da espessura.

Com o descarte do elemento de casca, a análise foi feita com elementos sólidos. No pacote comercial utilizado, Ansys versão 5.3, os elementos disponíveis são os seguintes:

- Sólido de 8 nós, com 3 graus de liberdade por nó.
- Sólido de 20 nós, com 6 graus de liberdade por nó.

As figuras 3.5 e 3.6 a seguir apresentam os dois tipos de elementos.

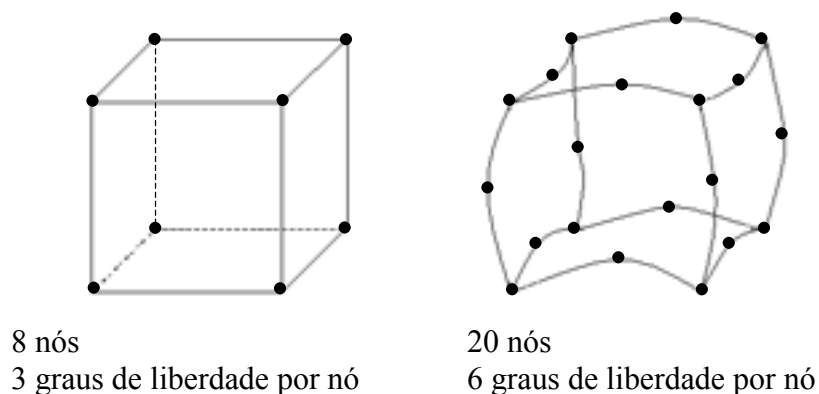


Figura 3.5 e 3.6 – Elementos utilizados.

Os dois elementos (de 8 e 20 nós) foram testados, recaindo-se na escolha do elemento de 8 nós. Esta discussão é apresentada nos itens subseqüentes.

### III.5 – Construção do Modelo e Discretização

Seguiu-se um procedimento para a construção do modelo, que envolveu:

- A geometria do modelo.
- Simplificações pela simetria.
- Imposição das respectivas condições de contorno.
- Necessidade do controle da malha.

Iniciou-se com a construção da seção tubular (2D), seguida da discretização 2D desta seção. Essa discretização foi feita pelo correspondente elemento bi-dimensional de cada elemento tri-dimensional. As figuras 3.7 e 3.8 a seguir mostram respectivamente a seção do tubo antes e depois da discretização.



Figuras 3.7 e 3.8 – Seção tubular e Seção tubular discretizada.

Uma vez discretizada a seção, foi feita a extrusão desta até o comprimento desejado (extrusão geométrica e da malha feitas automaticamente), definindo-se o número de elementos desejados nesta dimensão e respeitando-se a relação entre dimensões do elemento (com relação máxima de 20 vezes entre dimensões, Ansys[19]). Violando-se esta relação, poderiam ocorrer erros nos cálculos. Esta extrusão resultou em uma geometria tri-dimensional, discretizada, com a malha controlada, sendo apresentada na figura 3.9 a seguir.

Seguindo este procedimento construtivo, pode-se fazer com simplicidade, a inclusão de qualquer alteração geométrica (inclusão de um defeito, por exemplo), bem como a implementação de diferentes condições de contorno e simetria.

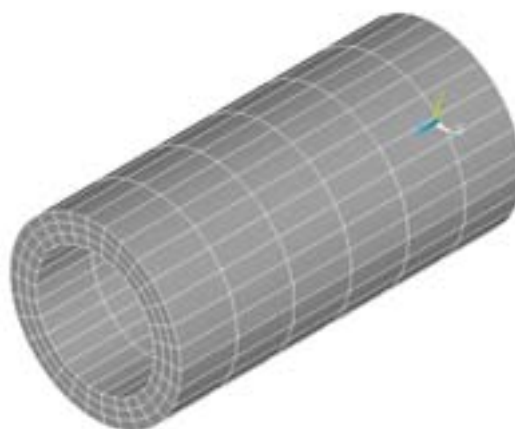


Figura 3.9 – Geometria do tubo 3D com malha

### III.6 – Construção da Malha e Teste com Diferentes Condições de Contorno e Simetria

Comumente estes modelos [6,7 e 8] utilizam  $\frac{1}{4}$  de simetria, tempo simulado e 3 elementos na espessura, na região do defeito. Nesta etapa serão testados os elementos selecionados, diferentes densidades de malha e algumas condições de simetria, segundo o modelo linear elástico. Objetivou-se um melhor entendimento do problema, uma fundamentação a respeito de cada modificação e uma primeira validação do modelo de elementos finitos adotado.

#### III.6.1 – Tubo Íntegro “Infinito”

O início da análise foi feito com um tubo íntegro com comprimento infinito. Este é o caso de análise mais simples e para o qual existe solução analítica.

Construiu-se a vista da seção do tubo, com raio externo de 161,95 mm e raio interno de 152,42 mm, que é a geometria inicial dos espécimes existentes. A malha foi construída com dois, três e cinco elementos na espessura e com 1 elemento a cada  $10^\circ$ . Seguiu-se a extrusão desta vista, com um total de 1000mm e 1 elemento a cada 20mm. Repetiu-se esse procedimento para os elementos de 8 e 20 nós. Foram impostas condições de contorno compatíveis com a modelagem de um tubo infinito, ou seja, não foram aplicadas tensões longitudinais e as imposições de deslocamento igual a zero foram feitas de modo a não restringir as deformações do tubo em nenhuma direção, como pode ser visto na figura 3.10 abaixo.



Figura 3.10 – Tubo íntegro infinito, com as condições de contorno.

Os resultados obtidos foram comparados com a teoria de vaso de pressão de paredes grossas (Lamé [20]) e a teoria simplificada de vasos de pressão de paredes finas [20], sendo apresentados na tabela 3.1 abaixo.

O modelo foi carregado com 1 MPa de pressão interna e os resultados da análise linear elástica obtidos foram os seguintes:

Tabela 3.1 – Valores de tensão circunferencial.

$P_{int}=1$ MPa	EF – 20 nós			EF – 8 nós			Paredes Finas	Lamé
Elementos na espessura	2	3	5	2	3	5		
$\sigma_C$ externo (MPa)	14.6	15.3	15.3	14.9	15.2	15.2	16.5	15.5
$\sigma_C$ interno (MPa)	15.8	16.2	16.3	16.4	16.3	16.3		16.5

Corroborado pelos resultados obtidos no final desta etapa, optou-se pelo elemento de 8 nós, que não apresentou diferenças significativas em relação ao elemento de 20. A principal diferença estava no tempo de computação gasto que era de uma ordem de grandeza superior, passando de 15 minutos para aproximadamente 120 minutos, quando modelado com três elementos na espessura.

Ainda, como os resultados não diferiam significativamente, a ponto de justificar um refino maior, como observado na tabela 3.1, optou-se pela utilização de 3 elementos na espessura.

Verificou-se também que o modelo numérico estava coerente com as soluções analíticas existentes baseadas nas teorias de paredes finas [20] e de Lamé [20].

### III.6.2 – Tubo Íntegro com Comprimento de 1250 mm, com Tampo Físico e com Tampo Simulado.

Como os corpos de prova ensaiados tinham  $L=2500$  mm e tampos rígidos de 50 mm de espessura, a etapa seguinte foi o modelamento de  $\frac{1}{2}$  comprimento de tubo íntegro com tampo físico e com tampo simulado, ou seja, impondo-se condições de contorno equivalentes.

Para a primeira análise, a construção do tampo foi realizada de modo análogo ao tubo, ou seja, foi construída a vista do tampo, seguido de sua extrusão no sentido oposto ao tubo. A figura 3.11 abaixo apresenta a vista do tampo e do tubo.

Carregou-se o modelo com pressão em toda a sua área interna, incluindo a superfície interna do tampão. Foi imposto um deslocamento longitudinal igual a zero, na região oposta ao tampo (onde se localiza o ponto médio do tubo físico).

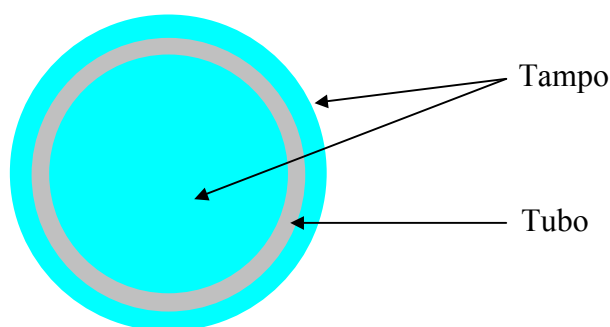


Figura 3.11 – Vista da seção do tubo e do tampo.

Na segunda análise o tampo físico foi substituído por condições de deslocamento radial igual a zero na região do tampo. Considerou-se que a rigidez do tampo era muito superior à do tubo e por isso esses deslocamentos foram restritos.

O carregamento foi feito do seguinte modo: pressão atuando na superfície interna do tubo e a equivalente tensão longitudinal resultante da aplicação de pressão na superfície interna do tampo. Esta tensão longitudinal foi calculada segundo a teoria de paredes finas[20] e aplicada diretamente na superfície transversal do modelo, na interface entre o tubo e o tampo. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 3.2 abaixo. A figura 3.12 a seguir apresenta o modelo discretizado do tubo com tampo.

Tabela 3.2 – Resultados obtidos: teoria versus EF com e sem o tampão, utilizando os valores médios entre a superfície interna e externa do tubo.

$P_{int} = 1 \text{ MPa}$	Paredes finas	Lamé	EF-Tampo físico	EF-Tampo simulado
$\sigma_c$	16.5	16.0	16.2	16.2
$\sigma_l$	8.2	8.0	7.9	8.1



Figura 3.12 – Modelo de EF do tubo com tampo físico.

Verificou-se que a coerência física foi mantida, conseqüentemente o tampo pode ser substituído pelas correspondentes condições de contorno. Observou-se também uma perturbação na distribuição de tensões, que se estende por aproximadamente um diâmetro de distância do início do tubo. A partir deste ponto, o tubo se comporta como infinito. As figuras 3.13 e 3.14 abaixo mostram estas perturbações nos modelos com tampo físico e com tampo simulado.

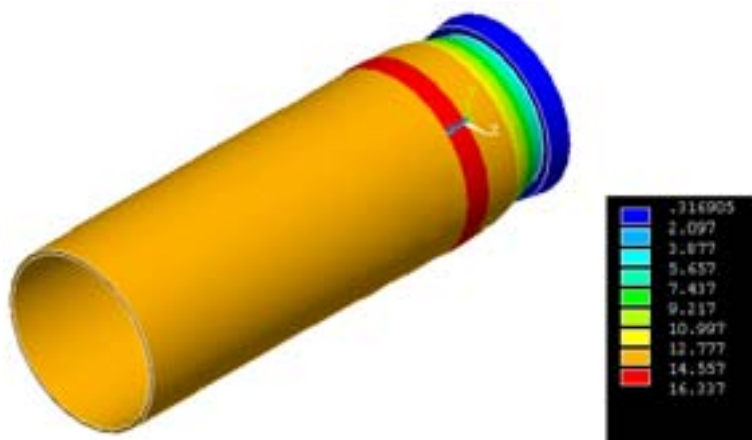


Figura 3.13 – Perturbação no estado de tensões do modelo com tempo.

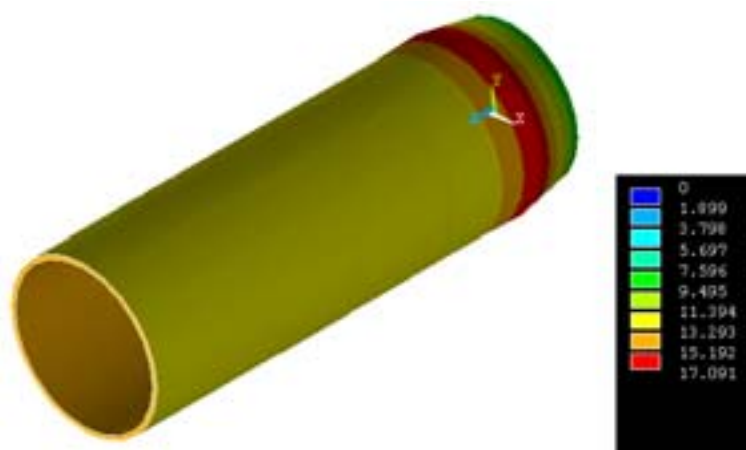


Figura 3.14 – Perturbação no estado de tensões do modelo sem tempo.

### III.6.3 – Tubo íntegro com comprimento de 1250 mm e tampo simulado, de $0^\circ$ a $180^\circ$ .

Seguindo com a otimização do modelo numérico, a seguinte simplificação foi analisada na geometria anterior, ou seja,  $L = 1250$ , sem tampão, e com as devidas condições de contorno.

Retirou-se a região compreendida entre  $180^\circ$  e  $360^\circ$  do modelo (o centro do defeito está a zero grau). Aplicou-se as condições de contorno julgadas necessárias, ou seja, deslocamento

igual a zero na direção perpendicular à superfície obtida com o corte longitudinal do tubo. A figura 3.15 abaixo apresenta o modelo descrito, com a respectiva condição de contorno. A tabela 3.3 abaixo apresenta os valores obtidos.

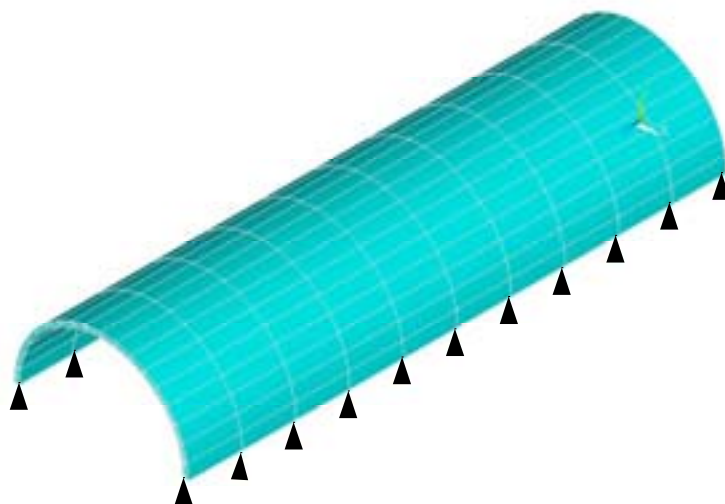


Figura 3.15 – Configuração tipo “meia cana”, com respectiva condição de contorno.

Tabela 3.3 – Resultados obtidos considerando a média entre a superfície interna e externa do tubo.

$P_{int} = 1 \text{ MPa}$	Paredes finas	Lamé	Tampo simulado	$0^\circ \text{ a } 180^\circ$
$\sigma_c \text{ (MPa)}$	16.5	16.0	16.2	16.2
$\sigma_l \text{ (MPa)}$	8.2	8.0	8.1	8.3

### III.6.4 – Geometria Completa com a Inclusão do Defeito

Com o modelo do tubo íntegro comprovado e otimizado, seguiu-se a inclusão do defeito. A inclusão do defeito foi feita de forma semelhante a já descrita para a construção do modelo, sendo que a principal diferença estava no fato da seção plana do tubo ser dividida em 4 partes, conforme mostra a figura 3.16, a seguir, para que fosse possível manter o controle da malha.

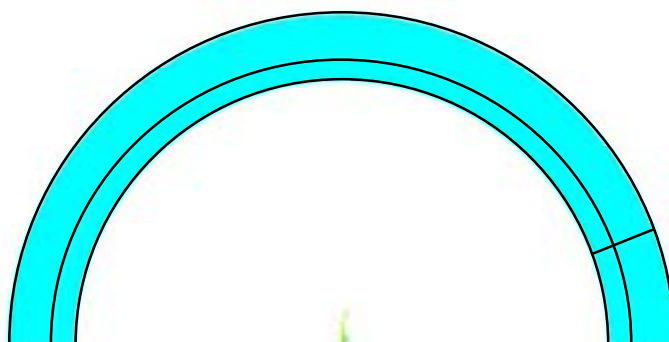
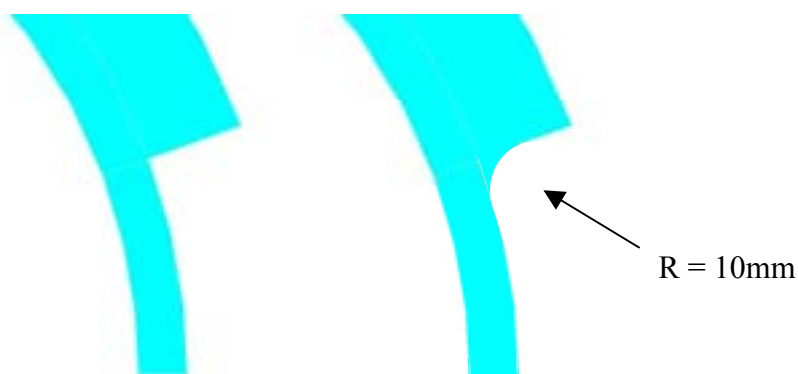


Figura 3.16 – seção do tubo dividida em 4 áreas.

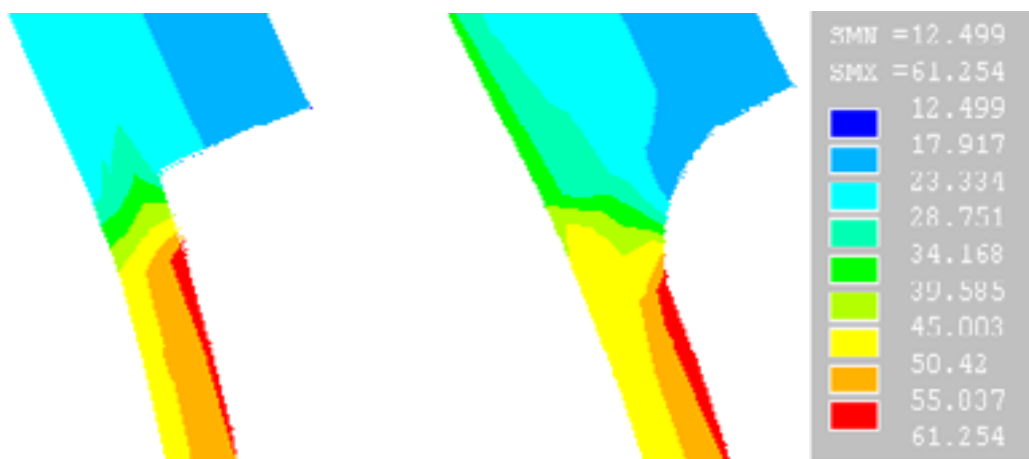
Incluiu-se um defeito externo de 255 mm de comprimento, 95.3mm de largura e 6,53mm de profundidade, para que fosse feita uma primeira correlação entre o modelo linear elástico, a teoria de vasos de pressão de paredes finas e o experimento, sendo que este teve seu valor considerado até o início do desvio de linearidade.

### **Raio de Adoçamento Entre as Paredes do Defeito**

Outro detalhe relativo à construção do modelo e sua respectiva malha está na consideração ou não do raio de adoçamento entre as paredes do defeito e a superfície do mesmo ser igual a zero (o raio real é 10mm). As figuras 3.17 e 3.18 abaixo apresentam respectivamente a simplificação realizada e a geometria com o raio de adoçamento. Nas figuras 3.19 e 3.20 Observam-se, respectivamente, a distribuição de tensões nas duas situações, em uma análise plana linear.



Figuras 3.17 e 3.18 – Detalhe da seção do defeito sem e com o raio de adoçamento



Figuras 3.19 e 3.20 – Tensão de Mises, para as duas situações, em análise plana linear.

Como pode ser observado, as respectivas distribuições de tensão são semelhantes entre si. Portanto essa consideração não afeta a análise, uma vez que o efeito de membrana é o mecanismo de falha preponderante nesta geometria em relação ao momento entre as paredes do tubo e a superfície do defeito. A consideração deste raio diferente de zero, acarretaria em dificuldades construtivas desnecessárias.

### Correlação entre Resultados Analíticos, Numéricos e Experimentais.

Analisaram-se os dados do ensaio do corpo de prova com este defeito e verificou-se que o desvio de linearidade dos extensômetros localizados no centro do defeito iniciou com 8 MPa de pressão interna. Isto justificou a modelagem por elementos finitos considerando esta a pressão interna.

Para o cálculo teórico nas regiões do defeito e nominal, foram utilizadas as respectivas espessuras medidas, 2.88 mm e 9.53 mm. A figura 3.21 abaixo indica a localização dos pontos mencionados.

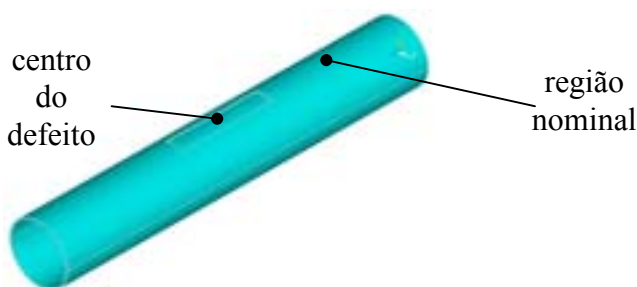


Figura 3.21 – Localização dos pontos mencionados

A tabela 3.4 abaixo apresenta valores experimentais, teóricos e numéricos de deformações circunferenciais na região central do defeito e na região nominal (localizada no ponto médio entre a parede do defeito e a parede do tampo).

Tabela 3.4 – Deformações circunferenciais, em análise linear elástica.

Pressão = 8 MPa	Paredes Finas	Experimental	Elementos Finitos
$\epsilon_{C-Defeito} - \mu\epsilon$	1800	1535	1680
$\epsilon_{C-Nominal} - \mu\epsilon$	518	532	540

Pela tabela 3.4, observa-se que o modelo numérico representa bem o comportamento do tubo. Na região nominal, as três metodologias foram compatíveis. No centro do defeito foram observados alguns desvios em relação ao experimento. A teoria de vasos de pressão de paredes finas, não leva em consideração o reforço das paredes laterais, ou seja, considera como se o tubo fosse todo de espessura constante, com  $t = 2.88$  mm. O modelo numérico, mesmo tendo um comportamento melhor do que o modelo analítico, comparado aos valores experimentais, apresentou uma diferença da ordem de 10%. Essa diferença pode ser atribuída a:

- Simplificação geométrica feita (os raios de adoçamento foram desconsiderados), que nestes níveis de deformações exercem uma maior influência no comportamento do defeito.
- Variações na espessura do defeito.
- Diferença entre o módulo de elasticidade utilizado e o real.
- Por serem encontradas tensões maiores que o limite elástico do material, justamente na região simplificada mencionada anteriormente.

A ocorrência de tensões maiores que o limite elástico, em uma análise linear elástica, sugere um falso efeito de reforço atuante nesta região, porque o modelo estaria suportando carregamento através de tensões maiores do que a máxima tensão suportada pelo material

(considerando somente até o limite elástico). Este reforço influencia o comportamento mecânico na região próxima, como pode ser visto na figura 3.22 abaixo.

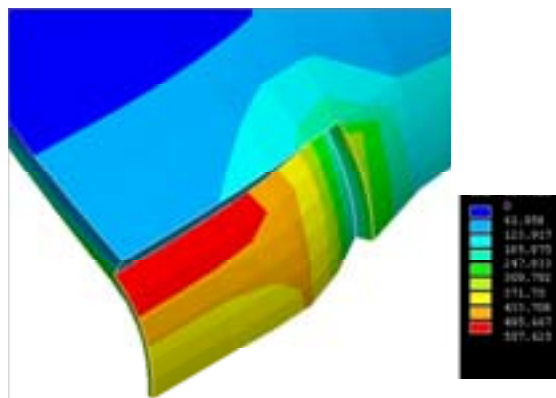
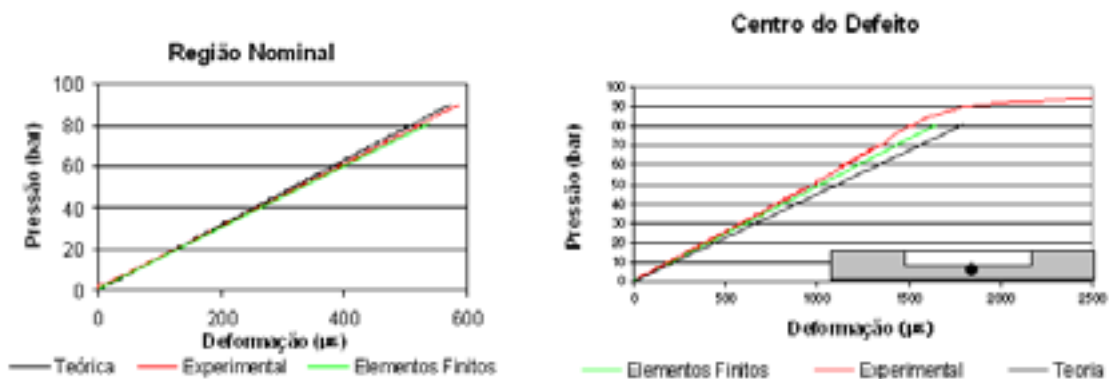


Figura 3.21 –  $\sigma_{Mises}$  na região do defeito em uma análise linear elástica. A região vermelha representa tensões entre 500 e 550 MPa, sendo superior à resistência ao escoamento do material (450 MPa) e indicando uma falsa resistência do material.

Como grandeza física para comparação entre os três modelos, utilizou-se a deformação na direção circunferencial, por ser esta a grandeza relevante e a obtida diretamente no experimento. As figuras 3.23 e 3.24 abaixo apresentam os valores de deformações circunferenciais na região nominal e no centro do defeito.



Figuras 3.23 e 3.24 – Gráficos mostrando as variações das deformações circunferenciais versus pressão interna.

### III.7 – Análise Não-linear

Finalizada a etapa de ajustes do modelo, iniciou-se à análise não linear. No pacote comercial utilizado (Ansys 5.3) a análise não linear é denominada análise multi-linear.

#### III.7.1 - Propriedades Mecânicas

No caso desta análise, o comportamento mecânico do material é descrito com 6 retas formadas por pares tensão real x deformação real. Outras propriedades necessárias são o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson elástico.

A caracterização do escoamento para o modelo numérico ocorre quando a tensão calculada é igual ao primeiro valor de tensão informado. Como o pacote entende que limite elástico é igual ao início de escoamento, isto impossibilita a utilização do escoamento normalizado, que tem 0.2 % de deformação plástica embutida. O valor utilizado para tal tem que ser realmente o desvio de linearidade no gráfico tensão real x deformação real do ensaio de tração do material. Com a caracterização do escoamento, a análise incremental é então iniciada.

A entrada das propriedades do material no pacote de elementos finitos é feita através de um arquivo de texto (apêndice A), onde todos os dados do material e o tipo de análise são listados. A tabela 3.5 a seguir apresenta os dados de entrada para o material do tubo 5. Os dados dos demais tubos serão apresentados no apêndice B.

Tabela 3.5 – Dados de tensão verdadeira x deformação verdadeira do material do tubo 5, para a entrada no modelo numérico.

	Estado inicial	1ºPar	2ºPar	3ºPar	4ºPar	5ºPar	6ºPar	E (GPa)	v
$\sigma_{Real}$ (MPa)	0	413.7	456,7	535	590	615	625	210	0,3
$\epsilon_{Real}$ ( $\mu\epsilon$ )	0	1.970	3.500	20.000	40.000	100.000	175.000		

### III.7.2 – Consideração sobre os incrementos utilizados

Os incrementos de pressão interna, aplicados ao tubo, na análise de elementos finitos devem variar. Até o início do escoamento o material apresenta um comportamento linear. Nesta situação o incremento pode ser grande ou mesmo único até que o primeiro elemento escoe. No decorrer da análise elastoplástica, o incremento de pressão ótimo tende a diminuir, porque a cada incremento mais elementos se plastificam.

O trabalho de Bin Fu e Mike Kirkwood [6] recomenda incrementos da ordem de  $10^{-5}$  da pressão total aplicada. Este incremento, por ser pequeno, é recomendado para valores de pressão mais próximos da ruptura, sendo desnecessário no começo da análise.

Definiu-se como um incremento de carga ótimo aquele que acarreta uma variação do estado do material suficientemente pequena para que suas propriedades possam ser consideradas constantes neste intervalo e que não desperdice tempo de computação em cálculos desnecessários.

Após uma análise dos gráficos de pressão x deformação experimental dos espécimes, identificou-se três regiões distintas, quanto ao comportamento elastoplástico do material dos tubos:

- Região elástica, onde não há deformação plástica, e conseqüentemente não há encruamento.
- Região de transição onde ainda há significativo aumento de resistência com o aumento da deformação.
- Região de deformações plásticas predominantes, onde não mais há representativo aumento da resistência com o aumento da deformação.

Corroborado pela descrição acima, dividiu-se a análise em três etapas, subdividindo-se essas etapas em sub-etapas conforme a necessidade.

- Primeira etapa, correspondente à primeira fase, utilizou-se incrementos de 2 MPa.
- Segunda etapa, que compreende a segunda região, utilizou-se incrementos de 0.1 MPa.

- Terceira etapa, devido à dificuldade de atribuir-se um incremento, utilizou-se um artifício para a sua obtenção. Decidiu-se por limitar a deformação em  $250 \mu\epsilon$  por incremento. Foi modelado um tubo com defeito de comprimento igual a 250mm, com diferentes incrementos de pressão (sub-etapas). O incremento resultante foi de 0.001 MPa, ficando próximo do incremento recomendado por Bin Fu e Mike Kirkwood [6]. Este incremento foi utilizado nas demais geometrias, visto que o comportamento não deveria ser muito diferente, fato comprovado posteriormente.

### III.7.3 – Consideração sobre Ruptura Numérica

O trabalho de Bin Fu e Mike Kirkwood [6] aborda o tema da consideração do limite de ruptura de um tubo em análises numéricas. Este trabalho faz considerações sobre o mecanismo responsável pela falha de um duto nessas condições, atribuindo a responsabilidade ao colapso plástico, ou seja, pelo esgotamento da capacidade de deformação do material. O mesmo trabalho indica que a falha em elementos finitos, neste tipo de geometria, ocorre no instante em que todos os elementos localizados em qualquer linha na espessura atingem  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$  (tensão de ruptura verdadeira) do material.

Um critério um pouco diferente foi adotado neste trabalho. Existe uma diferença fundamental nas duas metodologias de análise. No trabalho de Bin Fu e Mike Kirkwood [6], não foi limitada a tensão que o material suporta. Isso significa que no cálculo são atribuídas tensões maiores que as suportadas pelo material, indicando erroneamente que a resistência do tubo é maior do que a realidade.

No presente trabalho, a ruptura do modelo numérico foi considerada segundo dois critérios de colapso plástico:

- Quando o primeiro elemento atingir  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$  do material.
- Quando todos os elementos ao longo da espessura atingirem  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$  (resistência verdadeira à ruptura do material).

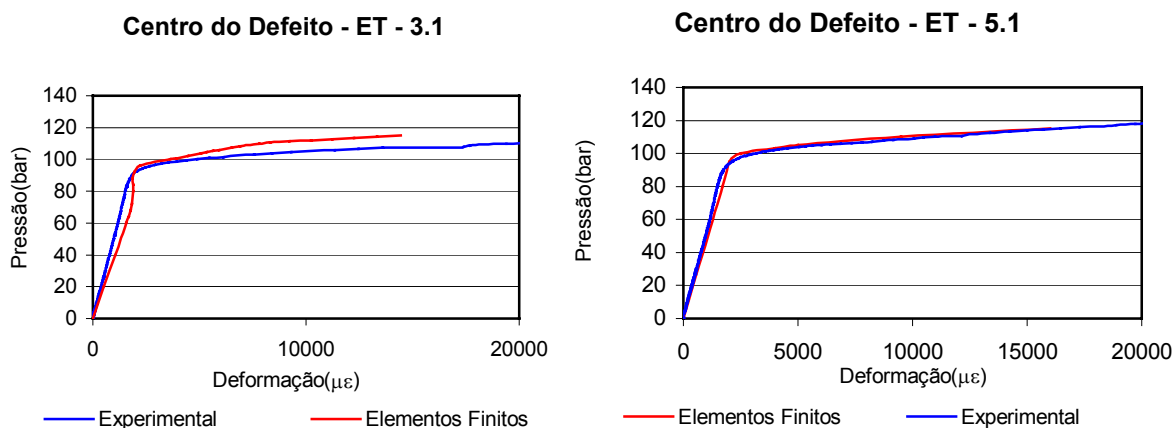
No capítulo de comparação de resultados serão apresentadas as análises dos resultados obtidos com estes dois critérios de colapso plástico sendo aplicados, e a comparação desses resultados com os experimentais (correspondentes às pressões reais de ruptura).

### III.7.4 – Modelagem Elastoplástica Parcial com Material Único

Inicialmente os tubos foram modelados, até uma pressão de 11.5 MPa, tendo como base a curva tensão x deformação real do tubo 5. Esta curva foi utilizada, por ser a única disponível em meio magnético, no início do estudo.

Os resultados obtidos para alguns espécimes foram bons e para outros nem tanto. Nessas condições o espécime melhor modelado foi o 5.1. Concluiu-se, então, ser fundamental a utilização da curva tensão x deformação correta para cada espécime a ser modelado.

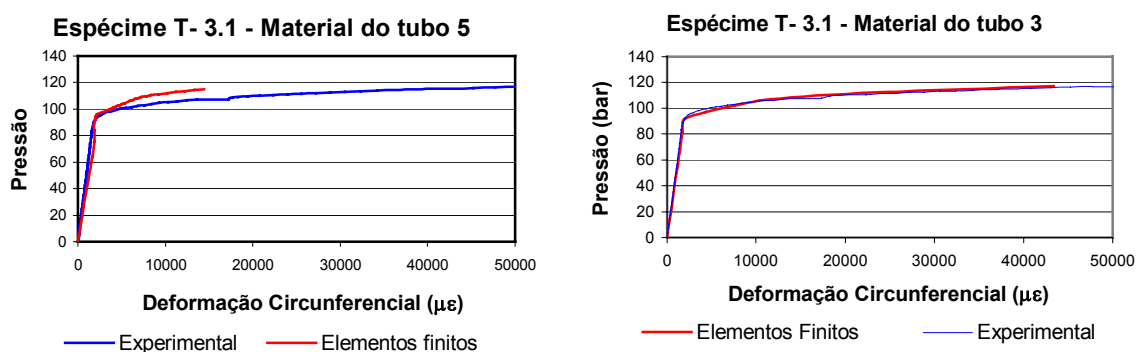
As figuras 3.25 e 3.26 abaixo apresentam as deformações circunferenciais para dois espécimes diferentes, com desempenhos também diferentes, ambos utilizando a curva  $\sigma \times \epsilon$  do tubo 5.



Figuras 3.25 e 3.26 – Deformações Circunferenciais para Dois Espécimes Tubulares.

### III.7.5 – Modelagem Elastoplástica Parcial com Material Específico de Cada Tubo.

Seguiu-se então com a modelagem parcial até 11.5 MPa, de todos os espécimes com as respectivas curvas tensão x deformação de cada material, com o objetivo de verificar o comportamento dos modelos com as descritas alterações. Verificou-se uma significativa melhora nos resultados obtidos. As figuras 3.27 e 3.28 a seguir apresentam a diferença no comportamento das deformações circunferenciais no centro do defeito, em relação aos dados experimentais, com dois materiais diferentes.



Figuras 3.27 e 3.28 - Gráficos pressão x deformação circunferencial no centro do defeito do espécime 3.1, utilizando dois materiais diferentes.

Com a definição dos parâmetros necessários e com todos os ajustes realizados, foi realizada a análise completa de cada geometria. Utilizou-se as dimensões médias medidas, com as respectivas propriedades mecânicas de cada duto, até a pressão definida como colapso plástico do modelo numérico. Para tal a curva tensão verdadeira x deformação verdadeira do material dos dutos não terminava na tensão de ruptura. Após atingir este valor ela continuava horizontalmente, ou seja, não oferecendo incremento de resistência e permitindo incremento de deformação. No instante em que todos os elementos ao longo de uma linha na espessura atingiram a tensão equivalente de von Mises igual à tensão real de ruptura do material, verificou-se instabilidade numérica mesmo para incrementos de 0.001MPa, considerando-se colapso plástico.

Esta consideração sobre o comportamento mecânico do material é a principal diferença entre este trabalho e o publicado por Bin Fu e Mike Kirkwood [6], que considera que o

material dos dutos continua encruando (aumentando a resistência), mesmo após atingir  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$ .

Os dados obtidos pelo modelamento numérico serão apresentados no capítulo IV – Análise e Discussão de Resultados.

## IV - Análise e Discussão de Resultados

### IV.1 – Introdução

Neste capítulo serão apresentados os dados correspondentes a um espécime tubular. Os dados dos demais espécimes serão apresentados no apêndice B e citados em alguns parágrafos deste capítulo quando for necessário.

As análises foram realizadas em duas etapas distintas, porém diretamente relacionadas:

- Análise do Comportamento Global do Modelo.
- Determinação da Pressão de Ruptura Numérica.

### IV.2 – Análise do Comportamento Global do Modelo.

Nesta primeira etapa foram confrontados os valores de deformação obtidos experimentalmente e os obtidos numericamente, para que fosse possível fazer uma análise global do comportamento do modelo em relação ao experimento, principalmente na região do defeito.

As figuras 4.1 a 4.8 mostram os gráficos de deformação x pressão, para o ponto central do defeito, deformação x posição do defeito em alguns valores de pressão nos dois eixos de simetria, e o diagrama  $\epsilon_l/\epsilon_c$  x pressão. Os resultados da análise do deslocamento radial (abaulamento) no centro do defeito x pressão e um estudo comparativo linear-elástico do perfil de abaulamento em todos os espécimes são apresentados nas figuras 4.9 a 4.14. Discute-se ainda o mecanismo de esgotamento de ductilidade do material. Estes resultados são apresentados nas figuras 4.15 e 4.16.

As figuras 4.1 e 4.2 mostram as deformações circunferenciais e longitudinais no centro do defeito para o espécime tubular 5.1, com defeito de 255 mm de comprimento.

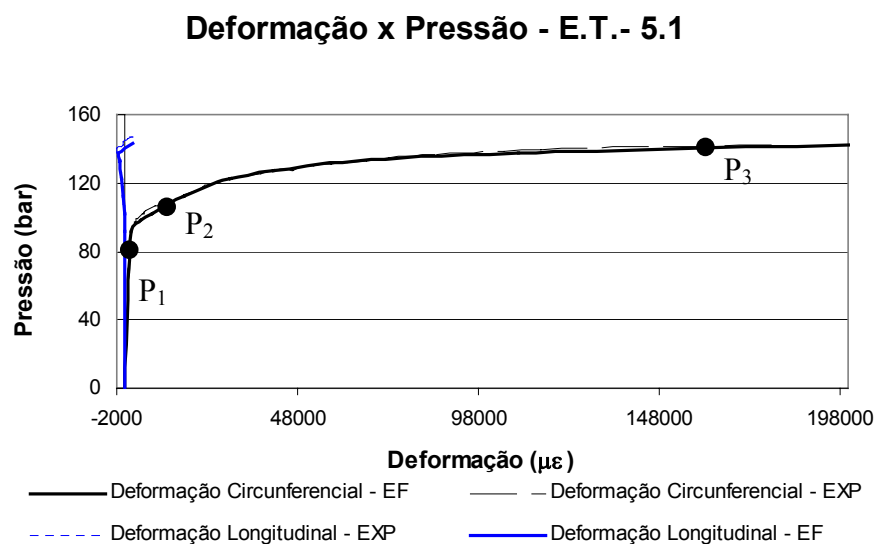


Figura 4.1 – Deformações circunferenciais e longitudinais no centro do defeito.

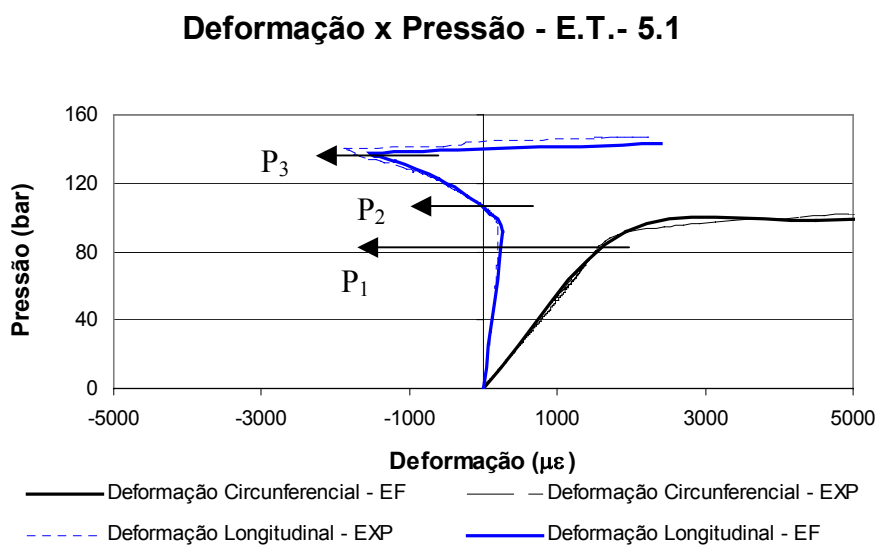


Figura 4.2 – Deformações circunferenciais e longitudinais no centro do defeito (escala de deformação ampliada).

Houve boa correlação nos valores de deformação entre os métodos numérico e experimental. As figuras 4.1 e 4.2 apresentam os mesmos dados em escalas diferentes. Nessas figuras estão assinalados os pontos P1, P2 e P3, onde são observados, respectivamente, o

desvio de linearidade, o aumento das deformações plásticas (que causam incremento negativo nas deformações longitudinais, forçando-a a assumir valores totais negativos) e a inflexão de que precede a ruptura, essa inflexão foi observada experimentalmente nos espécimes E.T. - 2.1 (l=394 mm) e E.T. - 5.1 (l=255 mm). Nos demais espécimes a ruptura ocorreu antes dessa inversão, visto que o modelo numérico previu o mesmo comportamento para todos os espécimes.

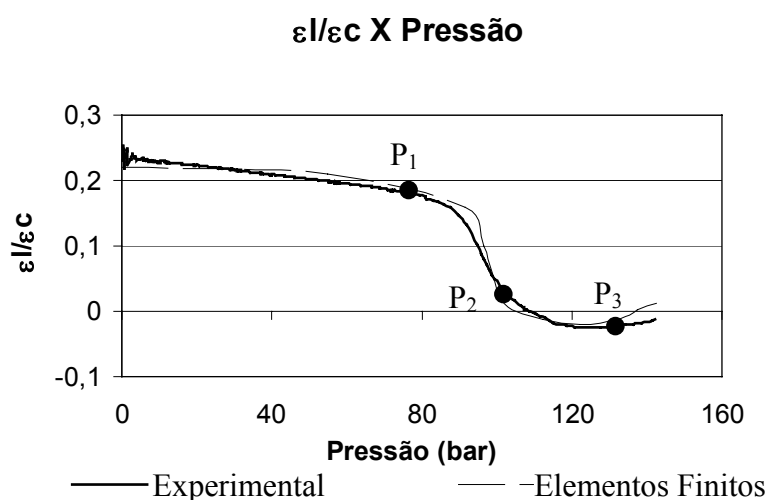


Figura 4.3 –  $\epsilon_l/\epsilon_c$  x pressão.

Na figura 4.3, os mesmos pontos são assinalados, agora em um gráfico que representa a evolução da relação entre deformações longitudinais e circunferenciais do espécimes 1.2, segundo as duas metodologias de análise. Como mencionado anteriormente, eles representam patamares de pressão em que ocorrem mudanças no comportamento mecânico do defeito do duto.

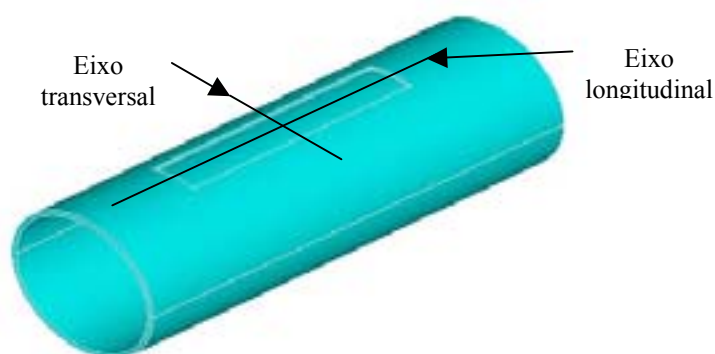


Figura 4.4 - Eixos de simetria

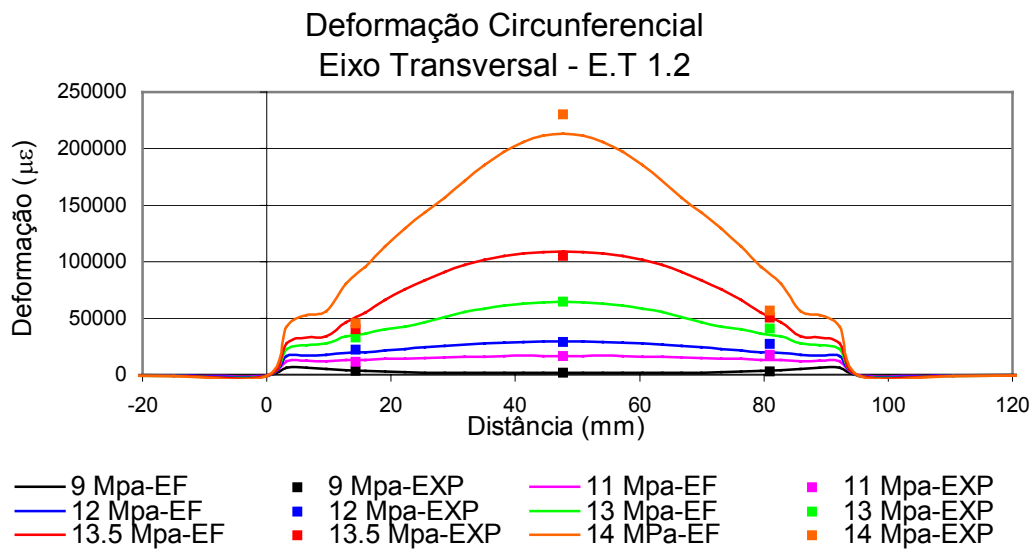


Figura 4.5 – Deformação circunferencial ao longo do eixo transversal.

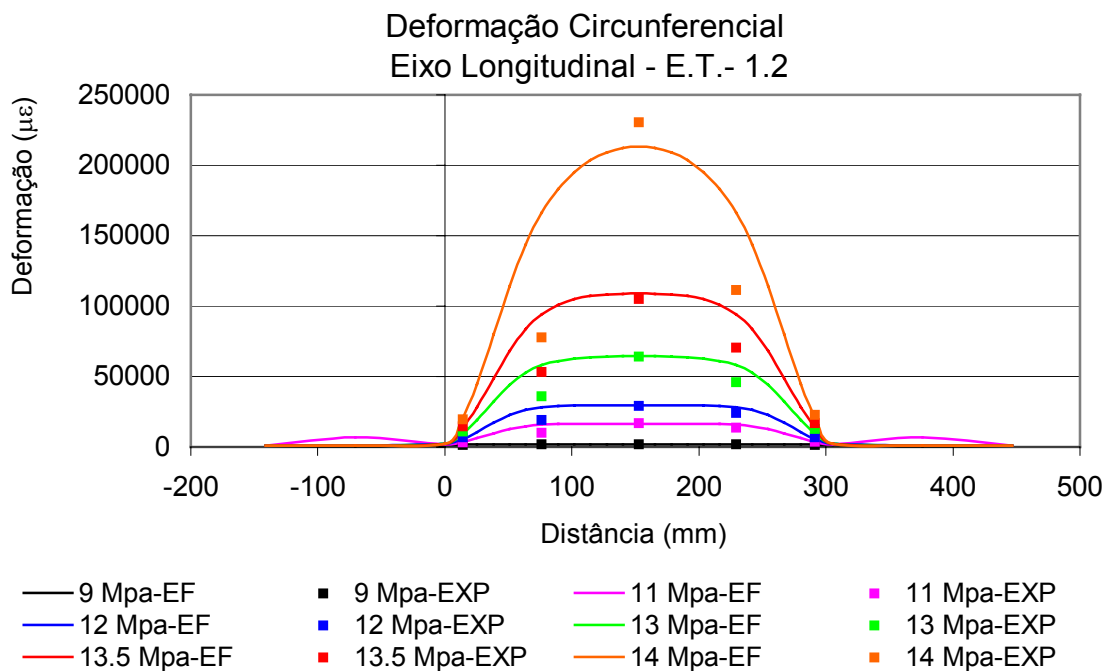


Figura 4.6 – Deformação circunferencial ao longo do eixo longitudinal.

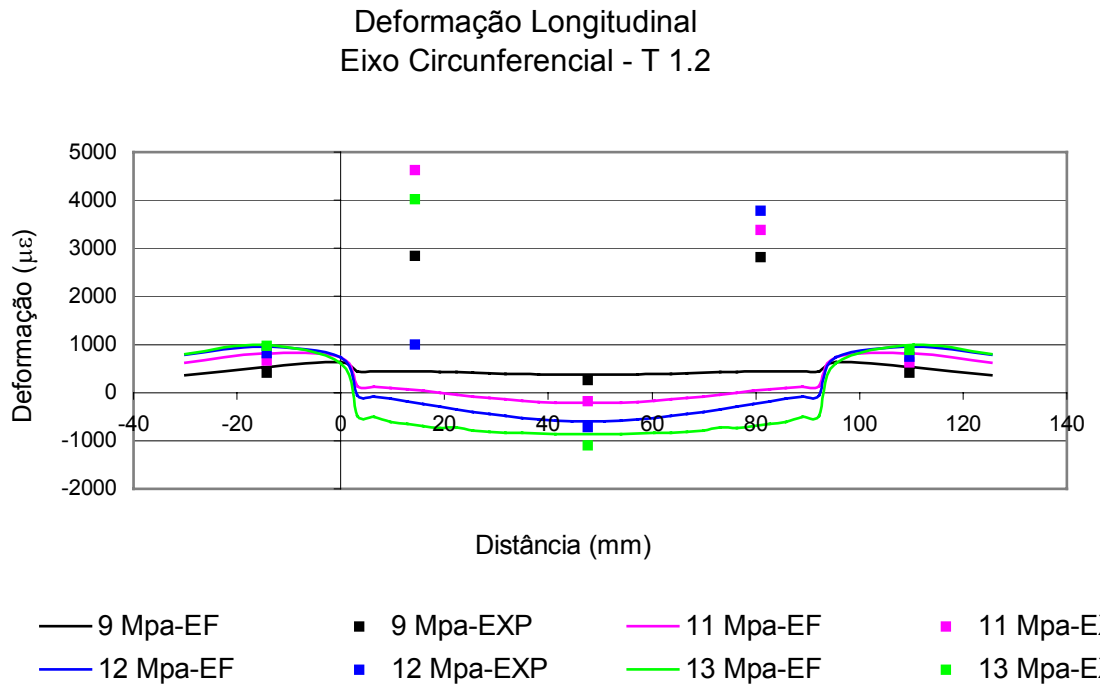


Figura 4.7 – Deformação Longitudinal ao longo do eixo transversal.

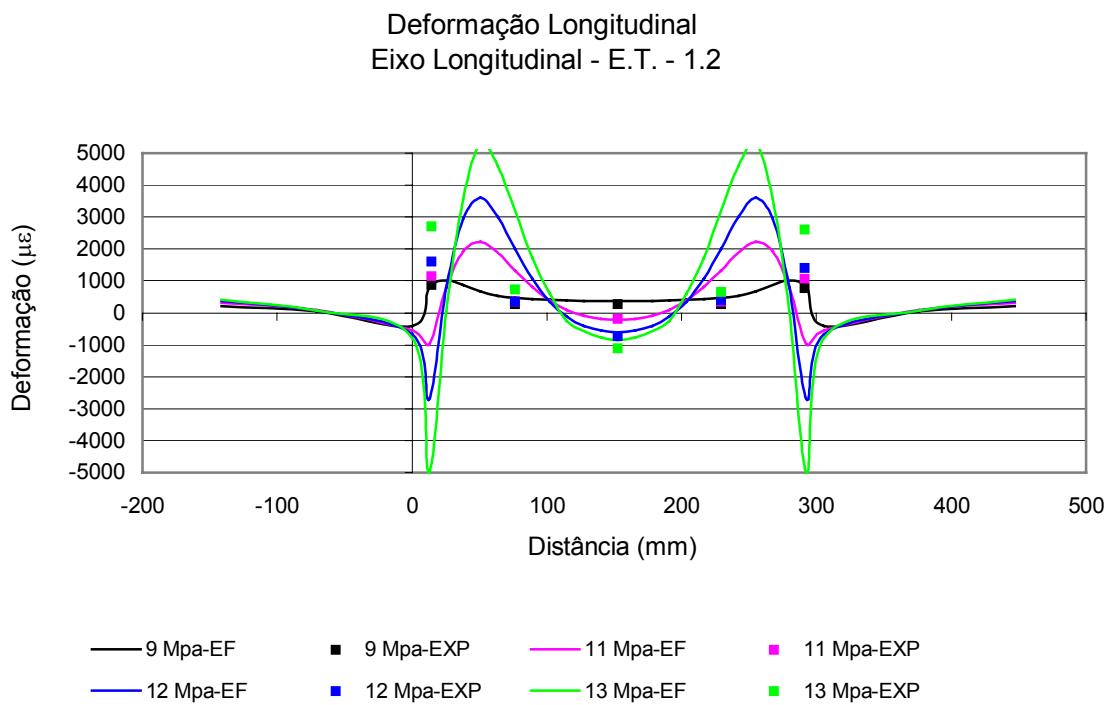


Figura 4.8 – Deformação circunferencial ao longo do eixo longitudinal.

A figura 4.4 apresenta os eixos de simetria que foram considerados para a construção dos gráficos e posterior análise de resultados. As figuras 4.5 a 4.8 apresentam os perfis de deformação no defeito. O modelo conseguiu representar satisfatoriamente o comportamento das deformações experimentais, exceto as deformações longitudinais nas extremidades longitudinais do defeito. Isso pode ser atribuído à simplificação geométrica realizada nesta região (o raio de adoçamento foi considerado zero), o que causou um gradiente de deformações longitudinais não observado experimentalmente. As deformações longitudinais da superfície do defeito, perto das bordas transversais, devem ser desconsideradas por não terem sido medidas. Para o cálculo destas utilizou-se a relação dada pelo Círculo de Mohr, onde a soma das deformações perpendiculares é constante e a deformação longitudinal pode ser obtida ( $\epsilon_l = \epsilon_{45} + \epsilon_{135} - \epsilon_c$ ). Esta metodologia mostrou-se incorreta, para elevados níveis de deformação.

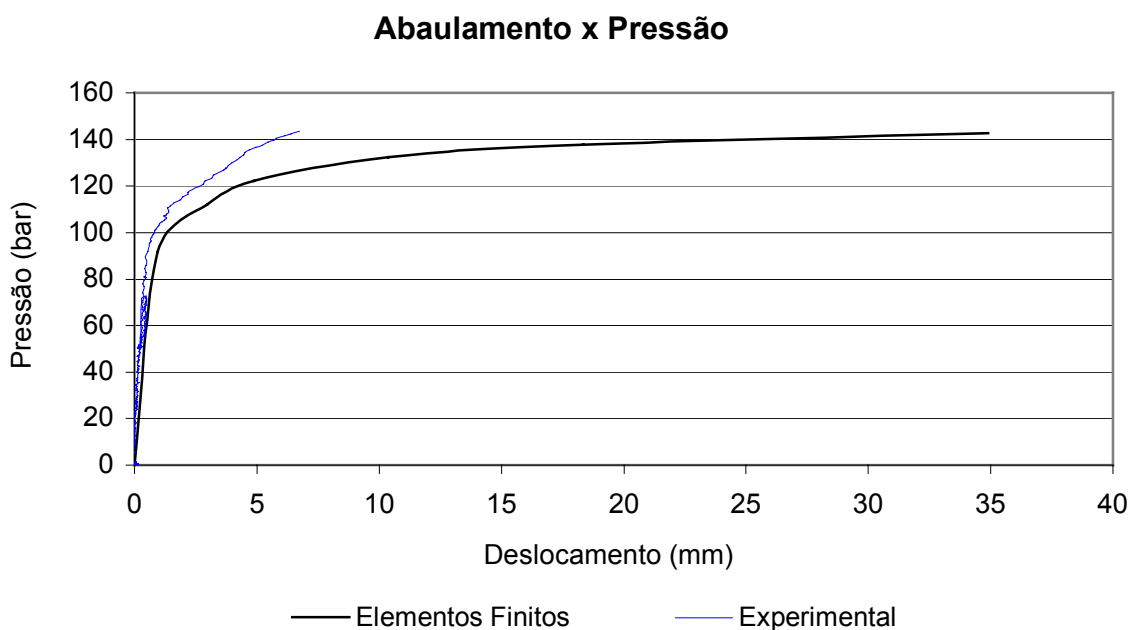


Figura 4.9 – Abaulamento x pressão no centro do defeito

A figura 4.9 apresenta a evolução do deslocamento radial (abaulamento) com a pressão para o espécime 1.2. Houve significativa diferença entre os métodos, provavelmente causada

pela dificuldade de medição experimental. A referência utilizada para fixação do transdutor de deslocamento não estava distante o suficiente a ponto de não sentir o efeito da redistribuição de tensões na região do defeito. Esse efeito é maior a medida que a pressão aumenta, onde as diferenças foram maiores, resultando em uma leitura menor que a verdadeira. As figuras 4.10 e 4.11 a seguir apresentam, respectivamente, o esquema do transdutor de deslocamento e a ocorrência do efeito de redistribuição de tensões na região próxima do defeito.

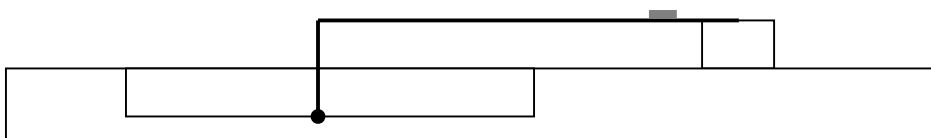


Figura 4.10 – Esquema do transdutor de deslocamento radial do ponto central do defeito.

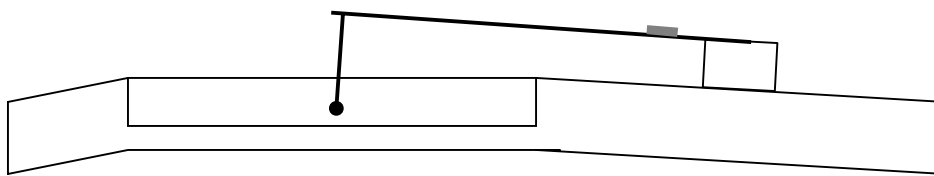


Figura 4.11 – Efeito da redistribuição de tensões na região próxima ao defeito sobre o transdutor de deslocamento.

A figura 4.12 a seguir apresenta um estudo linear elástico do comportamento do abaulamento em relação a diferentes comprimentos de defeitos em tubos. Estes tubos estudados foram modelados para uma mesma pressão (8MPa), o que representa estágios diferentes de carregamento para cada um deles.

Desse estudo foi possível concluir que até uma distância de 80 mm da parede transversal do defeito, o efeito de momento causado pelas paredes do duto é preponderante. Isto provavelmente, se deve ao fato de todos os defeitos (nos nove espécimes) terem a mesma largura e a mesma relação entre espessura do tubo e espessura residual do defeito. A partir dessa distância, observa-se o domínio do efeito de membrana, o que explica a retração do ponto central do defeito. Esse efeito pode ser observado de forma comparativa na figura 4.12

a seguir. Nas figuras 4.13 e 4.14 esse efeito é apresentado para os casos extremos, ou seja, para os defeitos de menor e maior comprimento (250 e 527 mm), respectivamente.

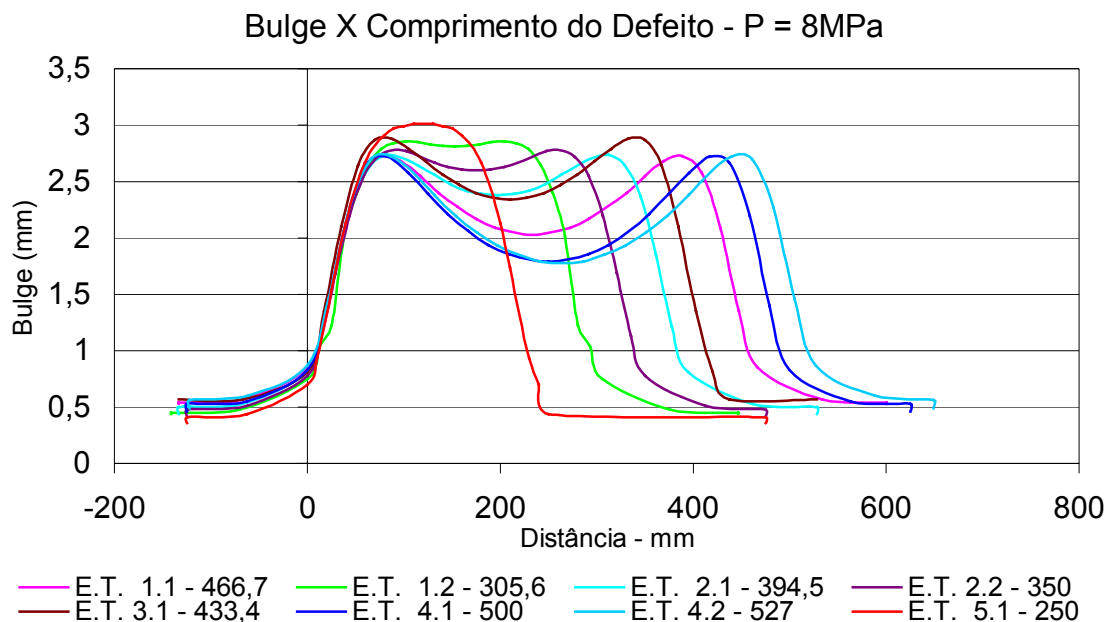
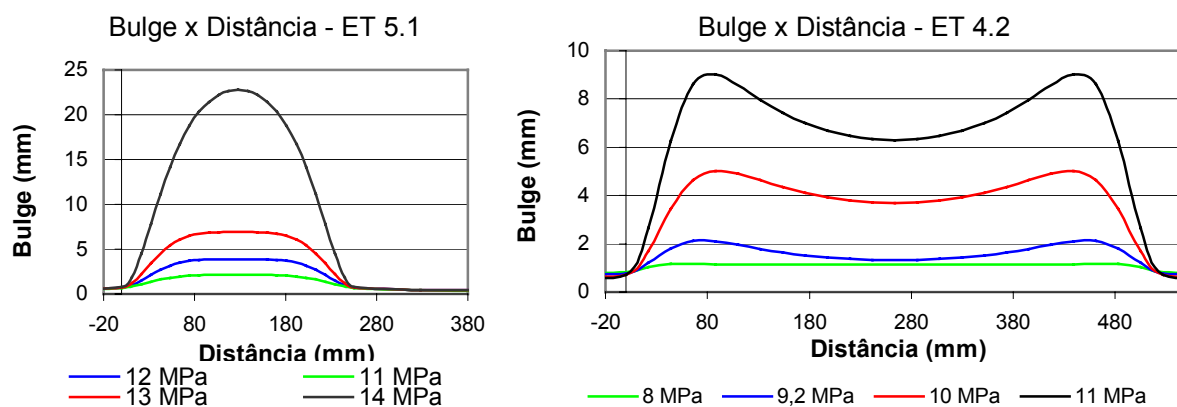


Figura 4.12 – Estudo comparativo do comportamento do abaulamento.

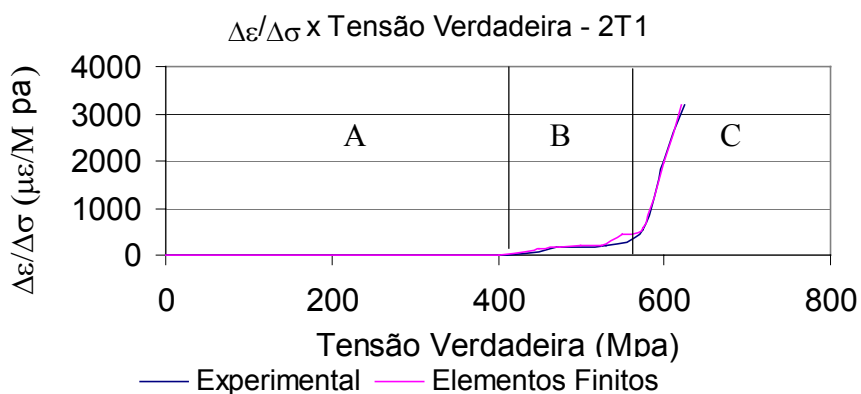


Figuras 4.13 e 4.14 – Perfil de abaulamento em dois espécimes.

### Esgotamento de Ductilidade

Um fator que deve ser considerado para a análise de falhas por esgotamento de ductilidade, quando grandes deformações estão envolvidas, é a razão entre o incremento de deformações e

o seu respectivo incremento de tensão (resistência). Uma comparação que pode ser feita é relacionar as razões  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  x tensão verdadeira (referente ao ensaio de tração do corpo de



prova 2T1) e  $\Delta\varepsilon/\Delta P$  x pressão (referente ao ponto central do defeito do espécime tubular). As figuras 4.15 e 4.16 abaixo apresentam respectivamente as relações  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  x Tensão verdadeira e  $\Delta\varepsilon/\Delta P$  x Pressão.

Figura 4.15 – Relação  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  x Tensão verdadeira.

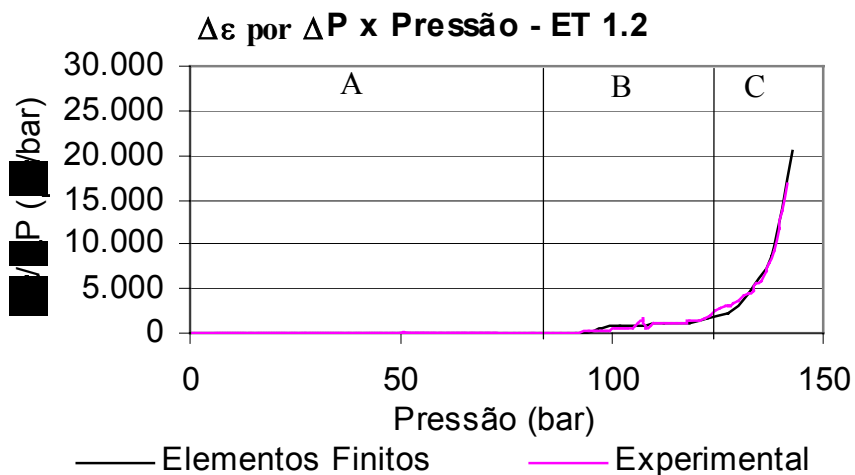


Figura 4.16 – Relação  $\Delta\varepsilon/\Delta P$  x Pressão.

Analisando-se primeiramente a figura 4.15, o gráfico  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  x tensão verdadeira, observa-se que em um ensaio uniaxial de tração, o material se comporta de maneira tal que podem ser observados três estágios distintos:

- 
- Estágio A – ainda no regime elástico, os incrementos  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  são muito pequenos, indicando que um grande incremento de tensão resulta em um pequeno incremento de deformação.
  - Estágio B – já se observa um incremento de deformações maior com o incremento de tensão, caracterizando a transição elastoplástica.
  - Estágio C – observa-se uma instabilidade no ensaio, porque os incrementos de tensão são muito pequenos em relação aos incrementos de deformação, resultando numa taxa crescente de  $\Delta\varepsilon/\Delta\sigma$  até a ruptura.

Esses três estágios podem ser denominados, respectivamente, como estágio elástico, de alerta e de catástrofe (ruptura).

Para o segundo gráfico (figura 4.16) referente ao espécime tubular 1.2, podem ser feitas as mesmas observações referentes ao comportamento mecânico do espécime tubular:

- Região elástica (A).
- Região de alerta onde se observam incrementos não desprezíveis  $\Delta\varepsilon/\Delta p$  com o incremento de pressão (B).
- Região de catástrofe, onde ocorre a instabilidade do ensaio, ruptura ou instabilidade numérica (C).

A tabela 4.1 – abaixo apresenta valores representativos para o início dos três estágios. Esses valores são parâmetros para a determinação do momento em que a ruptura ocorre ou está próxima de ocorrer. Por exemplo, se um duto estiver sendo monitorado e não forem conhecidas informações suficientes para que ele possa ser modelado ou não haja tempo hábil para tal, essas taxas podem ser consideradas para a avaliação de quão próxima está a ruptura do espécime.

Tabela 4.1 – Valores de referencia para os três estágios.

Estágio	Método	Elástico	Alerta	Catástrofe
Espécime de Tração ( $\mu\epsilon/\text{MPa}$ )	Experimental/Numérico	5	200	3.000
Espécime Tubular ( $\mu\epsilon/\text{bar}$ )	Experimental/Numérico	20	1.000	20.000

### IV.3 – Segunda Etapa de Análise – Determinação da Pressão de Ruptura Numérica.

Na primeira etapa desse capítulo, foram apresentados e comentados os valores experimentais e numéricos de deformação. Agora, na segunda etapa, utilizou-se a tensão equivalente de von Mises para análise do comportamento mecânico da região do defeito.

As figuras 4.17 e 4.18 a seguir apresentam os valores de pressão em que determinados elementos atingem o valor de ruptura do material. A figura 4.17 apresenta a evolução da vista superior de  $\frac{1}{4}$  do defeito, enquanto a figura 4.18 apresenta a evolução na espessura. Por exemplo, observa-se na figura 4.17 que o centro do defeito atinge a  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  (tensão de ruptura verdadeira) do material (625 MPa) na pressão de 13.8 MPa.

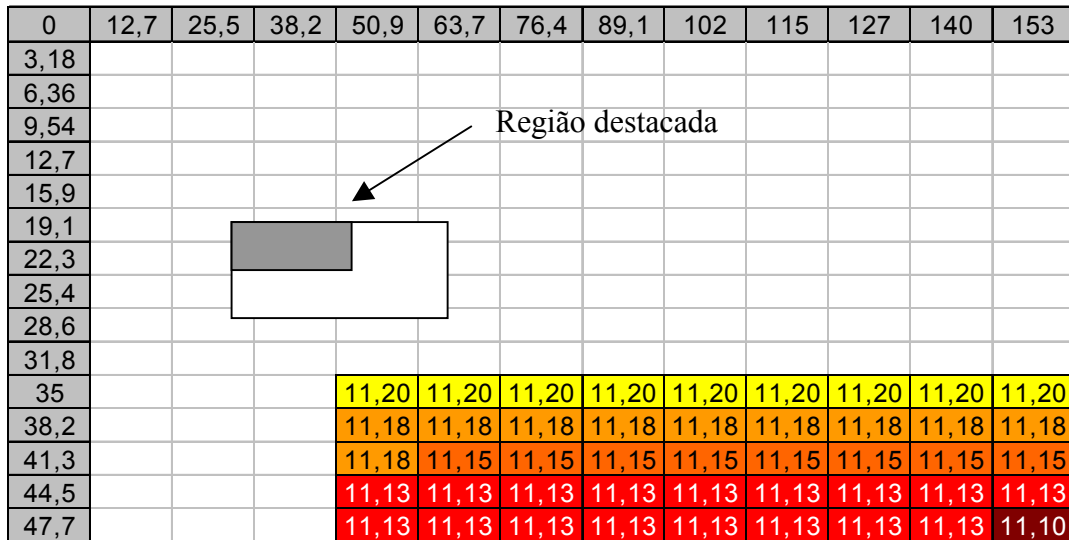
Pela análise destas figuras e dos dados anteriormente citados, tem-se uma forte tendência em relacionar a pressão de ruptura ao aprofundamento da  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  do material. Isso, porque, o espalhamento na superfície é gradual. Já a progressão de  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  do material, na espessura, é abrupta.

Isso significa que o incremento de resistência do espécime solicitado pelo incremento de pressão aplicado é sustentado, equilibrado ou resistido pelo material existente nas camadas abaixo da externa, que ainda se apresentam em estágios de carregamento que desenvolvem algum aumento de resistência com a solicitação.

Essa relação da ruptura do duto com o aprofundamento de  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  do material, justifica a tendência à instabilidade de deformações anteriormente mencionada. O defeito como um todo não pode suportar mais pressão e conseqüentemente ocorre a ruptura e analogamente a instabilidade numérica. No caso da instabilidade numérica, mesmo com



Essas duas análises corroboram a hipótese que relaciona a ruptura à espessura residual ou a progressão das tensões nela.



Figuras 4.19 – Evolução da pressão que causa  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$ , para o modelo com espessura constante igual a espessura mínima medida.

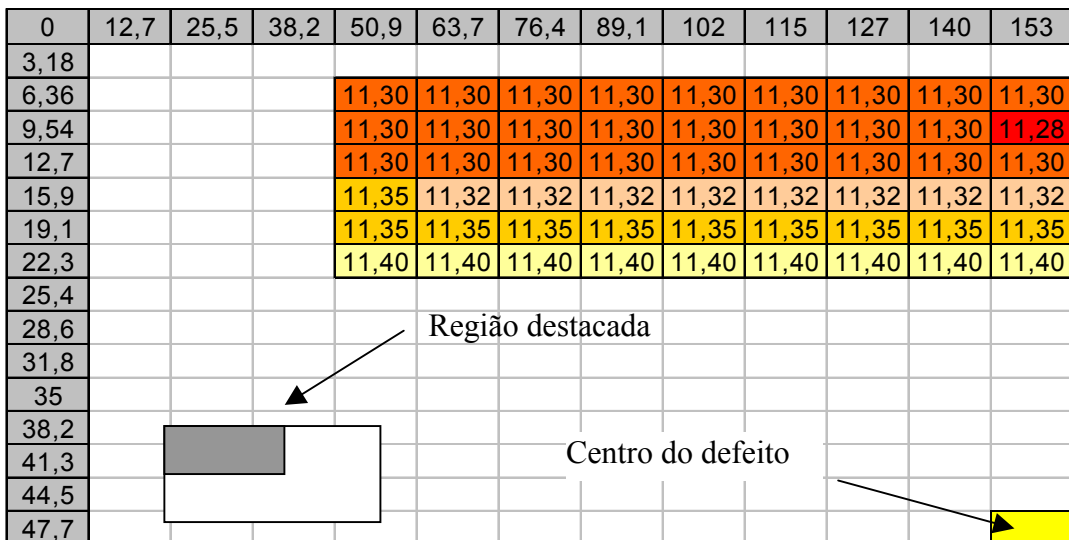


Figura 4.20 - Evolução da pressão que causa  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$ , para o modelo com espessura medida real.

As tabelas 4.2, 4.3 e 4.4 abaixo apresentam, respectivamente, os valores de pressão onde o elemento central de cada camada do defeito do espécime 1.2 atinge  $\sigma_{Mises} = S_{utr}$  do material, os valores da taxa  $\Delta\varepsilon/\Delta P$  para o elemento central externo nos mesmos valores de pressão e os valores de pressão de ruptura experimental e de instabilidade numérica.

Tabela 4.2 – Valores de pressão em que o elemento central de cada camada atinge  $\sigma_{Mises} = S_{utr}$  do material.

Elemento central de cada camada	Pressão (bar)
Camada mais externa => $\sigma_{Mises} = S_{utr}$ 625 MPa	140.7
Camada central => $\sigma_{Mises} = S_{utr}$ 625 MPa	144.0
Camada interna => $\sigma_{Mises} = S_{utr}$ 625 MPa	144.7

Tabela 4.3 – Taxa  $\Delta\varepsilon/\Delta P$  para o elemento central da camada externa (obtidos numericamente, ET 1.2), nos mesmos valores de pressão da tabela anterior e tabela 4.4 (à direita), valores de pressão de ruptura experimental e de instabilidade numérica.

Pressão (bar)	$\Delta\varepsilon/\Delta P$ ( $\mu\varepsilon/\text{bar}$ )	Ruptura experimental	
140.7	20.000		143.4
144.0	55.000		
144.7	65.000	Instabilidade numérica	144.7

A tabela 4.5 a seguir apresenta os valores de pressão obtidos numericamente no instante em que o primeiro elemento atinge tensão equivalente igual ao limite de ruptura do material, o valor de pressão em que é caracterizado o esgotamento de ductilidade (instabilidade) em relação ao modelo numérico e o valor da pressão de ruptura experimental. Em modelos com espessura constante o elemento mais solicitado é o elemento central da camada externa.

Tabela 4.5 – Valores de pressão (bar) para todos os espécimes, obtidos numericamente e experimentalmente.

Espécimes	Primeiro elemento (1)	Colapso/Instabilidade	Ruptura experimental
E.T. - 1.1	126.4	130.1	121.5
E.T. - 1.2	140.7	144.7	143.4
E.T. - 2.1	135.0	139.4	130.9
E.T. - 2.2	139.1	142.7	138.4
E.T. - 3.1	127.3	132.6	123.6
E.T. - 3.2	119.2	125.1	121.4
E.T. - 4.1	125.3	129.4	122.2
E.T. - 4.2	130.0	134.4	115.2
E.T. - 5.1	143.0	147.8	146.8

(1) – Localizado no centro da camada mais externa.

Os resultados apresentados na tabela 4.5, acima, foram obtidos considerando o defeito como tendo espessura constante igual à espessura média medida nos espécimes. Nesses resultados, observou-se que quanto mais uniforme o defeito real, mais fiéis são os modelos numéricos e conseqüentemente melhores são as previsões de ruptura.

Devido a estas diferenças encontradas, resultantes nas diferenças de espessura, houve a necessidade de uma nova etapa de análise, onde foram consideradas algumas hipóteses sobre como deveriam ser modeladas as variações na espessura.

A primeira hipótese, referente à espessura média constante discutida anteriormente, mostrou-se não conservativa. A segunda hipótese considera a espessura constante, mas com seu valor igual ao menor valor medido. A terceira hipótese baseou-se na construção de um modelo que descreve a variação de espessura. Essa terceira hipótese revelou-se a mais próxima da realidade, entretanto, foi muito mais custosa em tempo de máquina, porque a simetria denominada “meia-cana” não pode ser utilizada.

Um espécime foi modelado considerando as três hipóteses. O espécime escolhido foi o E.T. 4.2, com defeito de 527 mm de comprimento, que apresentou maior variação de espessura e maior diferença na previsão de ruptura. As figuras 4.21, 4.22 e 4.23 a seguir apresentam as três diferentes hipóteses e a figura 4.24, o modelo carregado, com espessura variável.

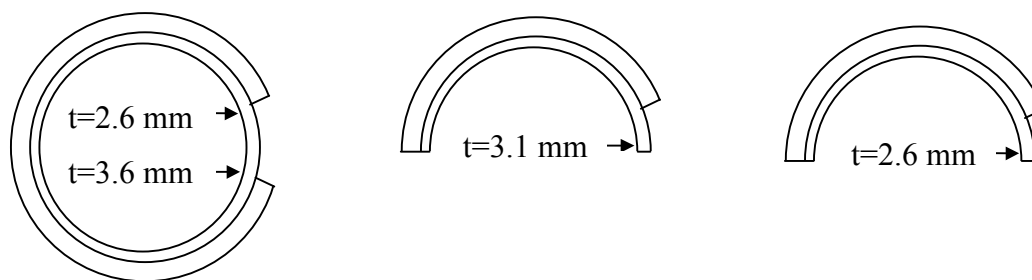


Figura 4.21, 4.22 e 4.23 – Diferentes hipóteses analisadas.

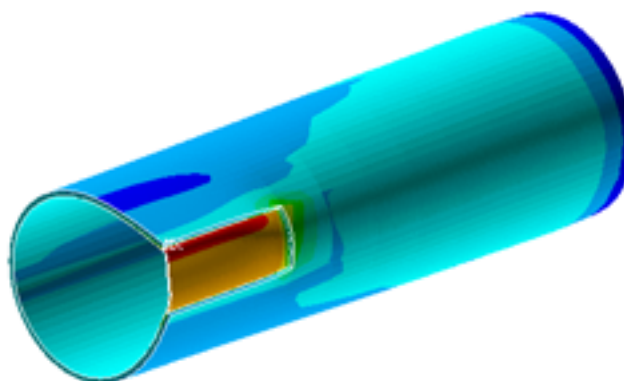


Figura 4.24 – Modelo com espessura variável, com pressão interna.

Pela análise do modelo apresentado acima, nota-se claramente a concentração de tensões na região do defeito que apresentou menor espessura e que resultou na fratura não simétrica.

As etapas construtivas foram as mesmas mencionadas anteriormente e os valores de pressão de ruptura obtidos são apresentados na tabela 4.5 a seguir

Tabela 4.6 – Resultados obtidos para as três hipóteses.

Hipótese	Espessura	Primeiro Elemento (bar)	Colapso (bar)	Experimental
1 <sup>a</sup>	3.1 mm (média)	130.0	134.4	115.2
2 <sup>a</sup>	2.6 mm (mínima)	113.6	115.7	
3 <sup>a</sup>	2.6 - 3.6 mm (variável)	115.0	119.8	

A partir dos resultados obtidos, concluiu-se ser importante a efetiva avaliação da espessura para que o modelo de cálculo pudesse representar bem um espécime. Entretanto, devido à geometria analisada neste caso, isto é, a geometria de um retângulo com espessura constante, foi possível a utilização da hipótese que considera a espessura constante igual à mínima espessura medida. Embora esta tenda a ser um pouco conservativa, os dois valores são muito próximos. Os espécimes que apresentaram diferenças de espessura a partir de 10 % (cuja ruptura estava fora da faixa prevista) foram novamente modelados, agora, considerando a segunda hipótese (espessura constante igual ao menor valor de medido). Os valores obtidos, bem como a relação entre espessura máxima e mínima, são apresentados na tabela 4.7 abaixo.

Tabela 4.7 – Valores finais obtidos e o percentual de variação de espessura para todos os espécimes.

Pressão (bar)	Espessura Média		Espessura Mínima		$\Delta t$		Ruptura Experimental
	Primeiro Elemento	Instabilidade	Primeiro Elemento	Instabilidade	mm	%	
E.T. - 1.1	126.4	130.1	122.2	125.7	0.30	10	121.5
E.T. - 1.2	140.7	144.7	-	-	0.19	6	143.4
E.T. - 2.1	135.0	139.4	130.2	134.7	0.60	20	130.9
E.T. - 2.2	139.1	142.7	138.0	141.3	0.37	12	138.4
E.T. - 3.1	127.3	132.6	120.0	125.1	0.40	13	123.6
E.T. - 3.2	119.2	125.1	-	-	0.2	6	121.4
E.T. - 4.1	126.3	130.4	121.6	127.0	0.60	20	122.2
E.T. - 4.2	130.0	134.4	113.6	115.5	1.00	33	115.2
E.T. - 5.1	143.0	147.8	-	-	0.15	5	146.8

Como esperado, nos espécimes em que a diferença entre espessuras foi maior, maior também foi o erro inicial na previsão de ruptura e maiores foram as evidências de falta de simetria experimental, ou seja, falta de simetria na evolução de deformações e na fratura. As figuras 4.25 a 4.27 ilustram, respectivamente, os eixos de simetria e como podem ocorrer as faltas de simetria, transversal e longitudinal, ocasionadas pelos fatores já discutidos.

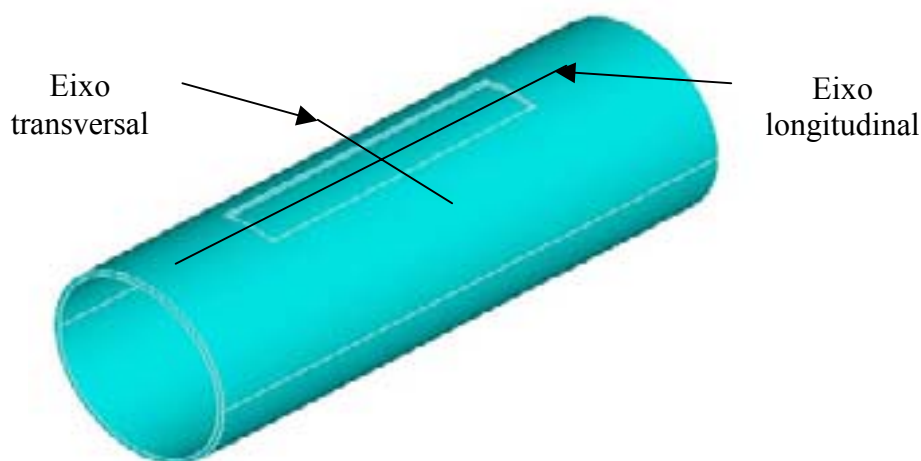
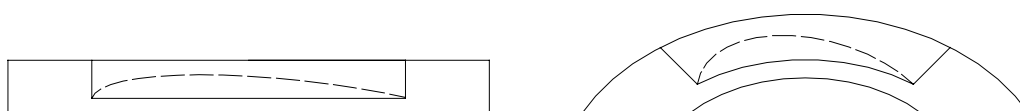


Figura 4.25 – Eixos de simetria



Figuras 4.26 e 4.27 – Falta de simetria longitudinal e transversal

A figura 4.28 a seguir apresenta a evolução do perfil de deformações circunferenciais para o espécime 4.2, sendo considerada a variação de espessura no modelo numérico e os dados experimentais. Houve boa correlação entre os modelos. A diferença encontrada pode ser minimizada se a variação de espessura no eixo longitudinal também for considerada na análise.

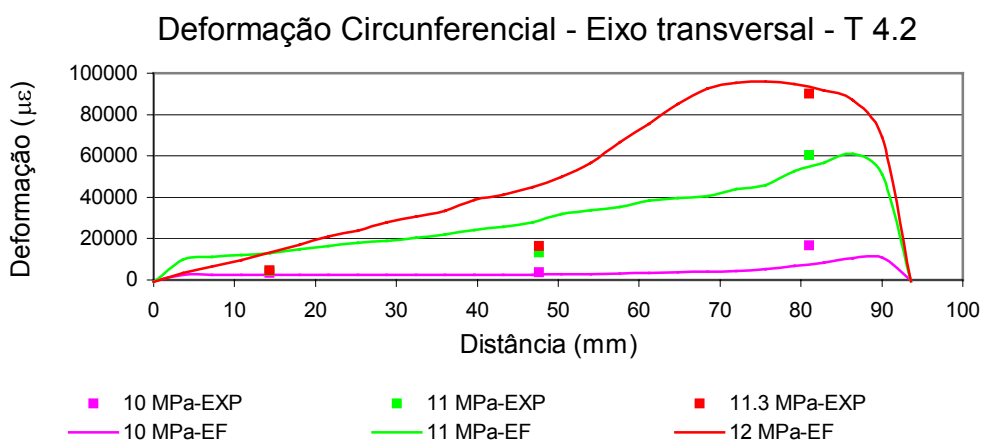











Figura 4.28 – Perfil de  $\epsilon_c$  x pressão (modelo numérico com espessura variável).

A tabela 4.7 abaixo apresenta a posição da fratura dos espécimes e a diferença percentual de espessura. Mais uma vez, torna-se evidente a influência da espessura na fratura e mostra também a boa representatividade do modelo.

Tabela 4.7 abaixo apresenta a posição da fratura e a diferença percentual de espessura.

Espécime	Posição da Fratura	$(t_{\text{máx}}-t_{\text{mín}})/t_{\text{médio}}$
E.T. – 1.1		10
E.T. – 1.2		6
E.T. – 2.1		20
E.T. – 2.2		12
E.T. – 3.1		13
E.T. – 3.2		6
E.T. – 4.1		20
E.T. – 4.2		33
E.T. – 5.1		5

#### IV.4 - Resumo dos Estudos Desenvolvidos.

Na primeira parte deste capítulo foi realizada a calibração do modelo através dos dados experimentais de deformação e um estudo comparativo do comportamento do abaulamento nesses espécimes.

Na segunda parte foram realizados estudos para a determinação da pressão de ruptura segundo o método de elementos finitos. Nesta etapa, diversos aspectos foram levantados até que valores coerentes fossem encontrados. Os aspectos considerados foram os seguintes:

- 1) Utilização da curva tensão x deformação correta do material de cada tubo.
- 2) A metodologia que deve ser adotada para modelar a variação de espessura.
- 3) Definição de qual valor deve ser considerado ruptura pelo método de elementos finitos.
  - 3.1) Primeiro elemento atingir  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$  do material.
  - 3.2) Todos os elementos em uma linha na espessura atingirem  $\sigma_{Mises} = S_{utv}$  do material.

A tabela 4.8 abaixo apresenta os valores de pressão de ruptura para o espécime 4.2 modelado segundo todos os aspectos mencionados acima, com o objetivo de compilar a progressão de resultados no decorrer da análise e ter uma visão geral da influência de cada fator na previsão da ruptura.

Tabela 4.8 – Valores de pressão de ruptura para o espécime tubular 4.2, com diferentes hipóteses e materiais.

Ruptura experimental = 115.2 bar	Material Específico desse tubo			Material Geral	
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>
Hipótese sobre Espessura (2)					
Primeiro elemento com $\sigma_{Mises} = S_{utv}$ (3.1)	130.0	113.6	115.0	133.1	116.9
Esgotamento de ductilidade Instabilidade numérica (3.2)	134.4	115.7	119.8	136.9	118.7

Hipóteses sobre espessura:

- 1<sup>a</sup> – Espessura constante igual à média das espessuras medidas
- 2<sup>a</sup> – Espessura constante igual à mínima espessura medida.
- 3<sup>a</sup> – Espessura variável (considera a espessura real, medida em cada ponto).

---

Na tabela 4.8 observa-se que o modelo numérico é extremamente sensível e sua aplicação deve seguir algumas diretrizes para garantia de resultados coerentes. São elas:

- Quanto à espessura – Pequenas variações de espessura resultam em grandes diferenças nas previsões de ruptura.
- Quanto ao material que deve ser utilizado – A não utilização das propriedades mecânicas do material real de cada tubo também acarreta variações nas previsões de pressão de ruptura.
- Quanto à consideração de ruptura no modelo de elementos finitos – Devido a todas as variáveis mencionadas no decorrer deste trabalho, deve ser considerada como ruptura numérica a pressão que causa  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utr}}$  do material no primeiro elemento (o elemento mais solicitado).

## **V – Conclusões e Sugestões**

### **V.1 – Introdução**

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos complementares.

### **V.2 – Conclusões**

#### **Aplicação do Método**

A metodologia desenvolvida neste trabalho pode ser aplicada na avaliação de integridade de dutos com defeitos causados por corrosão. Se os defeitos tiverem geometrias próximas dos espécimes estudados (70 % de espessura corroída, corrosão razoavelmente uniforme e formas retangulares alinhadas longitudinalmente), não há a necessidade de nova validação do modelo. Entretanto, essa metodologia também pode ser aplicada a outras geometrias de defeitos, sendo necessárias novas validações do modelo. Vale destacar que quanto maior for a diferença entre a geometria que se quer analisar e a descrita neste trabalho, maior também deveria ser o número de espécimes necessários para validá-lo.

#### **Propriedades Mecânicas**

Verificou-se ser fundamental a determinação das propriedades mecânicas corretas do material de cada tubo. Na modelagem do comportamento mecânico dos espécimes feita pelo modelo de elementos finitos é importante definir qual é o foco principal de cada análise. A curva tensão verdadeira x deformação verdadeira do material deve ser mais refinada na região de maior interesse. Por exemplo, se a proposta é modelar o duto para o escoamento, a transição elasto-plástica deve ser mais refinada na curva tensão verdadeira x deformação verdadeira do material. Na obtenção de previsões de ruptura, a região de interesse deve ser o final da curva tensão verdadeira x deformação verdadeira (este foi o foco do trabalho). Na

---

modelagem numérica, a curva tensão verdadeira x deformação verdadeira necessita de uma definição de um limite elástico menor e diferente do de escoamento a 0,2%.

### **Levantamento Dimensional da Espessura**

A espessura residual é a dimensão de maior influência na resistência dos dutos. Devido às pequenas dimensões, as incertezas causadas pelas dificuldades de medição são grandes. Na avaliação de integridade utilizando as metodologias atuais, que são reconhecidamente conservadoras, não há muito problema. Mas na metodologia proposta neste trabalho, essas incertezas devem que ser consideradas, uma vez que as previsões de ruptura são bem mais próximas às reais. Neste caso pode-se obter previsões de ruptura não conservativas. Como exemplo pode-se mencionar que para o espécime 4.2, uma variação de espessura de 1mm (33%) resultou em uma diferença de 15 bar (15%) na previsão da pressão de ruptura.

### **Simplificação Geométrica**

Devido à geometria, à uniformidade dos defeitos estudados e também às grandes deformações envolvidas, verificou-se que a simplificação em relação ao raio de adoçamento nas bordas dos defeitos pode ser empregada. Entretanto, percebeu-se uma perturbação nas bordas longitudinais do defeito, não verificado experimentalmente. Essa perturbação mostrou-se irrelevante na obtenção do valor de previsão de ruptura pelo método do elementos finitos.

### **Ruptura em Elementos Finitos**

São muitos os fatores que influenciam uma análise numérica pelo método dos elementos finitos:

- O comportamento mecânico do material que só começa a alertar sobre a sua falha em valores de carregamento (pressão) próximos aos de ruptura.
- As incertezas na medição de pressão.
- Variações dimensionais dos defeitos.
- Variações nas propriedades mecânicas do material do duto.

Sendo assim, a ruptura experimental pode ocorrer dentro de uma faixa de valores calculados pelo método dos elementos finitos. Essa faixa começa no instante em que o elemento mais solicitado do modelo atinge  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  (tensão de ruptura verdadeira) do material do tubo e se estende até a instabilidade numérica do modelo. A instabilidade ocorre quando o modelo não consegue mais convergir, mesmo para incrementos muito pequenos.

A diferença entre as pressões de início e final da faixa foi da ordem de 0,4 MPa (2% da pressão de ruptura). A partir deste trabalho, concluiu-se que o valor de previsão de ruptura pelo método de elementos finitos é o valor de pressão em que o elemento mais solicitado atinge  $\sigma_{\text{Mises}} = S_{\text{utv}}$  do material.

### V.3 – Sugestões para Trabalhos Futuros

Ao término deste trabalho, verificou-se que o assunto é muito amplo e ainda pode ser bastante desenvolvido, considerando-se ser uma metodologia aplicável a toda a gama de defeitos e materiais existentes. Fundamentados por este trabalho e com o objetivo de aprimorá-lo, alguns outros estudos podem ser realizados. Estes seriam:

- Um estudo parametrizado modelando o comportamento de defeitos iguais com diferentes espessuras residuais (20% a 90% de espessura residual) será válido para o estudo da influência de diferentes percentuais de espessura residual. Para a espessura residual de 30% ou algo em torno desse valor, o modelo está validado e sua utilização pode ser feita sem qualquer necessidade de novos corpos de prova. Para espessuras residuais diferentes de 30% seriam necessários poucos corpos de prova para a validação do modelo, a menos que o comportamento previsto pelo método de elementos finitos fosse muito diferente do esperado.
- Um estudo considerando interação de dois ou mais defeitos próximos. As normas mencionam uma distância limite, a partir da qual considera-se que não há influência entre os defeitos. Para uma distância menor que esta, as normas consideram os defeitos, como um só de tamanho grande. Essa atitude é seguramente conservativa, portanto recaindo-se em uma das motivações deste trabalho. O estudo deve considerar apenas a variação da distância entre

---

defeitos, mantendo as dimensões deles constante. Em uma segunda fase pode-se acrescentar um terceiro defeito e/ou começar a variar as dimensões deles.

Analogamente ao estudo da interação entre defeitos, pode-se realizar o estudo de defeitos dentro de defeitos.

- O desenvolvimento de um procedimento para obtenção da curva tensão verdadeira x deformação verdadeira a partir dos valores mínimos normalizados para ser utilizada pelo modelo numérico. Isto se justifica porque nem sempre é possível realizar ensaios para a determinação de propriedades dos materiais dos dutos, devido à falta de tempo ou pela impossibilidade de remoção de amostras para ensaio.

Uma medida paliativa é a adoção das propriedades mínimas prescritas por norma. A norma API [13] prescreve valores mínimos para escoamento, ruptura e alongamento na fratura. Inicialmente, esse procedimento pode ser validado por corpos de prova de tração e posteriormente validado na utilização da metodologia numérica apresentada neste trabalho.

## Referências:

- [1] – “Pipeline Risk Management Manual”, W. Kent Muhlbauer, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1996.
- [2] – A Review and Evaluation of Remaining Strength Criteria for Corrosion Defects in Transmission Pipelines”, Denny R. Stephens and Robert B. Francini, ETCE/OMAE2000/OGPT-10255, 2000.
- [3]. ASME, 1991, "ASME-B31G - Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines – A Supplement to ANSI/ASME B31 Code for Pressure Piping", The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [4]. KIEFNER, J. F. and VIETH, P. H., 1989, "A Modified Criterion for Evaluating the Remaining Strength of Corroded Pipe", Final Report on Project PR 3-805, Pipeline Research Committee, American Gas Association.
- [5]. DNV, 1999, "Corroded Pipelines – Recommended Practice RP-F101", Det Norske Veritas, Norway.
- [6] – “Predicting Failure Pressure of Internally Corroded Linepipe Using the Finite Element Method”, Bin Fu and Mike G. Kirkwood, OMAE volume V, 1995.
- [7] – “Simulação do Comportamento de um defeito em um Duto”, Dirk, T., Gajapersad, W. – CEFET-RJ, 1999.
- [8] – “Análise do Desempenho de Sistemas de Reparo de Dutos Por Materiais Compostos”, Luiz C. M. Meniconi, CENPES, Petrobrás, Ronaldo D. Vieira, José Luiz F. Freire, Jorge Luiz C. Diniz e Jaime T. P. Castro, DEM, PUC-Rio, 5<sup>a</sup> COTEC, 2001.
- [9] – “Avaliação Estrutural de Dutos Corroídos com Defeitos Longos”, Programa Tecnológico de Dutos – PRODUT”, Petrobrás, PUC-Rio, 1998.
- [10] - “Burst Tests on Pipeline with Long External Corrosion”, Benjamin, A., Vieira, R. D., Freire, J. L. F., and Castro, J. T. P., International Pipeline Conference, 2000.
- [11] – Strain Analysis of Burst Tests on Pipeline With External Corrosion”, Freire, J. L. F., PUC-Rio, Benjamin, A., Petrobrás, Vieira, R. D., Diniz, J. L. C., Florence, E.M. and Castro, J. T. P., PUC-Rio, SEM, 2000.
- [12] – “Experimental Strain Analysis on a Pipeline Test Specimen With Long External Corrosion”, Freire, J. L. F., Benjamin, A., Vieira, R. D., Diniz, J. L. C., Florence, E.M. and Castro, J. T. P., SAET, 2000.

- [13] – "Specification for Line Pipe - Specification 5L", American Petroleum Institute, 1995.
- [14] – "Relatório Técnico 1 - Ensaio de Tração do Material dos Dutos", Projeto PRODUT, 1998.
- [15] – "Relatório Técnico 2 - Ensaio de Tubos com Defeitos Longos", Projeto PRODUT, 1999.
- [16] – "Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials – ASTM-E8", ASTM, 1996.
- [17] – "Standard Tests Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products – ASTM-A370", ASTM, 1996.
- [18] – "Automação da Aquisição e Análise de Dados Extensométricos", Luciano Gurgel Valente, PUC-Rio, 1998.
- [19] – "Finite Elements Procedures", 2<sup>nd</sup> edition, Bathe, K.J., 1996.
- [20] – "Ansys Theory, Elements and operating Manual", Ansys 5.3.
- [21] – "Roark's Formulas for Stress and Strain", 6<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, 1989.

## A.1 – Material do Tubo 1

MP,NUXY,1,0.3	Coefficiente de Poisson.
MP,EX,1,210E3	Módulo de elasticidade (MPa).
TB,Miso,1,1,6	Tipo de análise e n° de pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBTEMP,0.0	
TBPT, DEFI, 001.952E-3, 409.92	Pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBPT, DEFI, 012E-3, 460	
TBPT, DEFI, 025E-3, 480	
TBPT, DEFI, 050E-3, 550	
TBPT, DEFI, 100E-3, 560	
TBPT, DEFI, 180E-3, 600	

## A.2 – Material do Tubo 2

MP,NUXY,1,0.3	Coefficiente de Poisson.
MP,EX,1,210E3	Módulo de elasticidade (MPa).
TB,Miso,1,1,6	Tipo de análise e n° de pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBTEMP,0.0	
TBPT, DEFI, 2.119E-3, 444.99	Pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBPT, DEFI, 12.538E-3, 492	
TBPT, DEFI, 25.199E-3, 521	
TBPT, DEFI, 50E-3, 554	
TBPT, DEFI, 100E-3, 595	
TBPT, DEFI, 180E-3, 625	

## A.3 – Material do Tubo 3

MP,NUXY,1,0.3	Coefficiente de Poisson.
MP,EX,1,210E3	Módulo de elasticidade (MPa).
TB,Miso,1,1,5	Tipo de análise e n° de pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBTEMP,0.0	
TBPT, DEFI, 1.905E-3, 400	Pares $\epsilon \times \sigma$ .
TBPT, DEFI, 25E-3, 520	
TBPT, DEFI, 50E-3, 560	
TBPT, DEFI, 100E-3, 585	
TBPT, DEFI, 180E-3, 610	

## A.4 – Material do Tubo 4

MP,NUXY,1,0.3

MP,EX,1,210E3

TB,Miso,1,1,6

TBTEMP,0.0

TBPT, DEFI, 1.953E-3, 410.13

TBPT, DEFI, 6E-3, 460

TBPT, DEFI, 12.5E-3, 500

TBPT, DEFI, 25E-3, 530

TBPT, DEFI, 50E-3, 560

TBPT, DEFI, 180E-3, 625

Coeficiente de Poisson.

Módulo de elasticidade (MPa).

Tipo de análise e n° de pares  $\epsilon \times \sigma$ .Pares  $\epsilon \times \sigma$ .

## A.5 – Material do Tubo 5

MP,NUXY,1,0.3

MP,EX,1,210E3

TB,Miso,1,1,6

TBTEMP,0.0

TBPT, DEFI, 1.970E-3, 413.7

TBPT, DEFI, 03.5E-3, 456.7

TBPT, DEFI, 0020E-3, 535

TBPT, DEFI, 0040E-3, 590

TBPT, DEFI, 0100E-3, 615

TBPT, DEFI, 1750E-3, 625

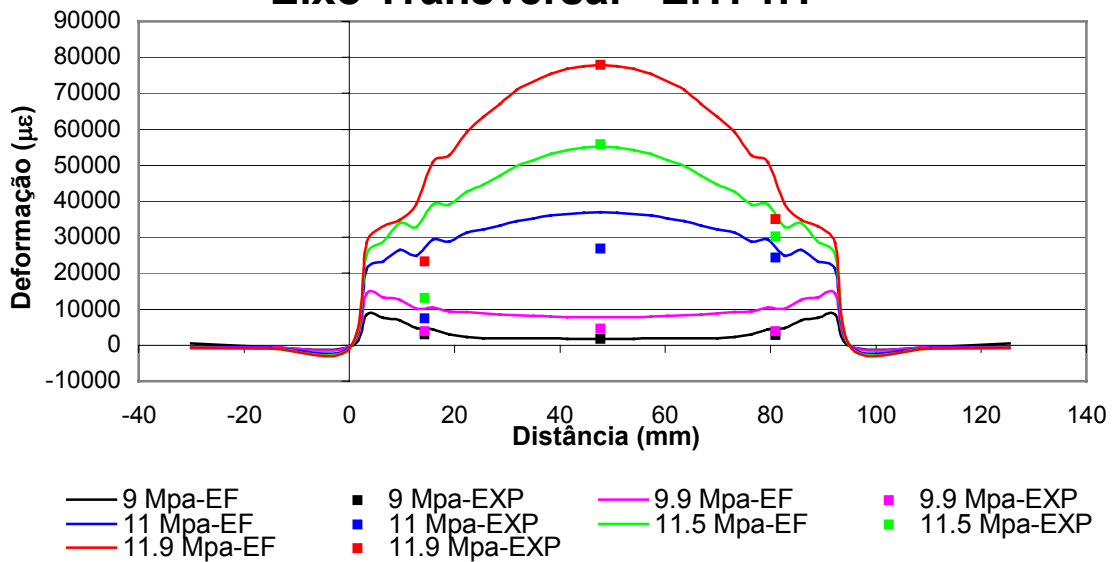
Coeficiente de Poisson.

Módulo de elasticidade (MPa).

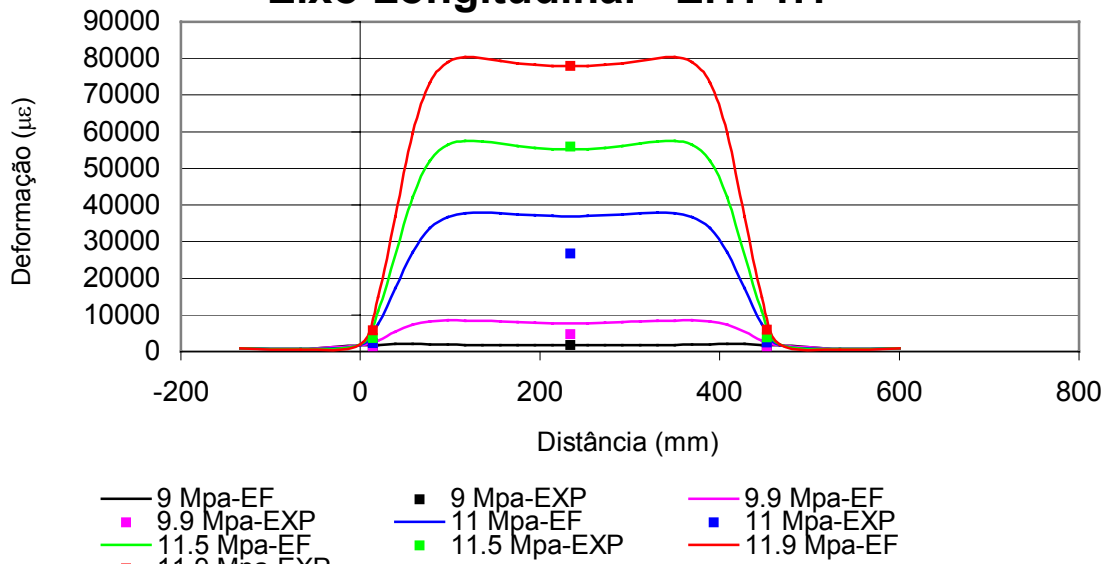
Tipo de análise e n° de pares  $\epsilon \times \sigma$ .Pares  $\epsilon \times \sigma$ .

B.1 – Espécime Tubular 1.1

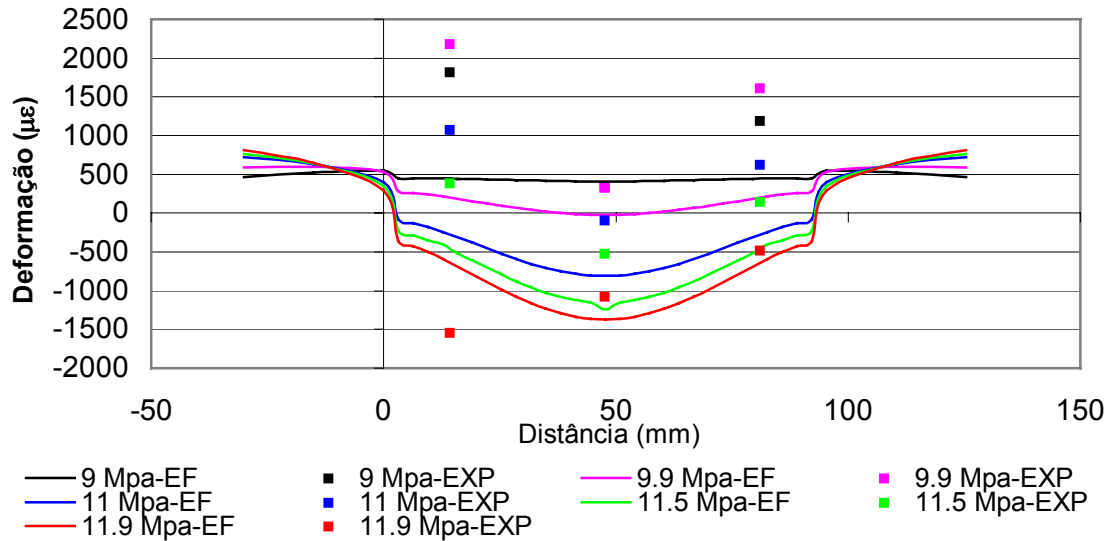
### Deformação Circunferencial Eixo Transversal - E.T. 1.1



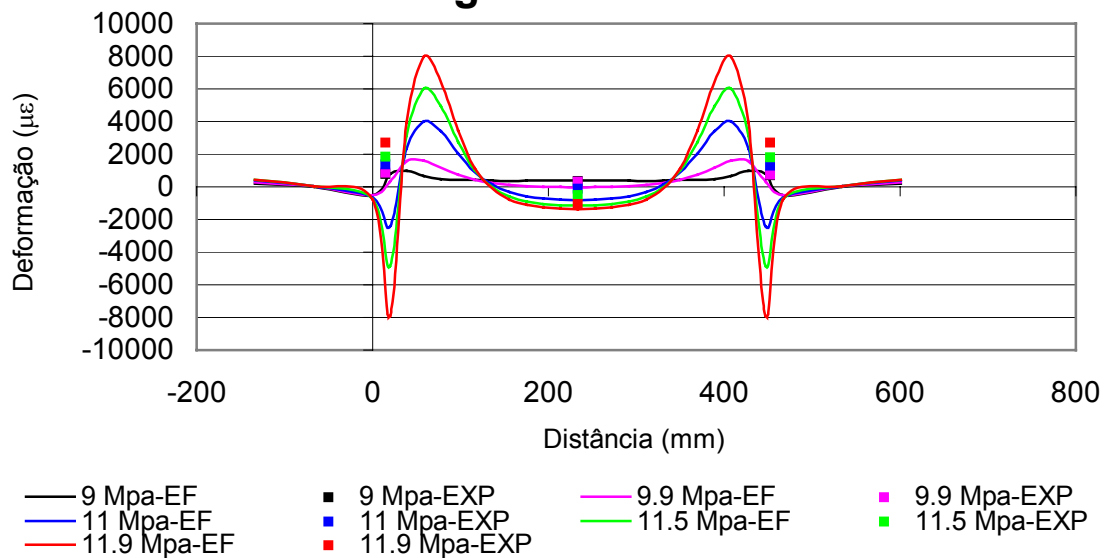
### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - E.T. 1.1



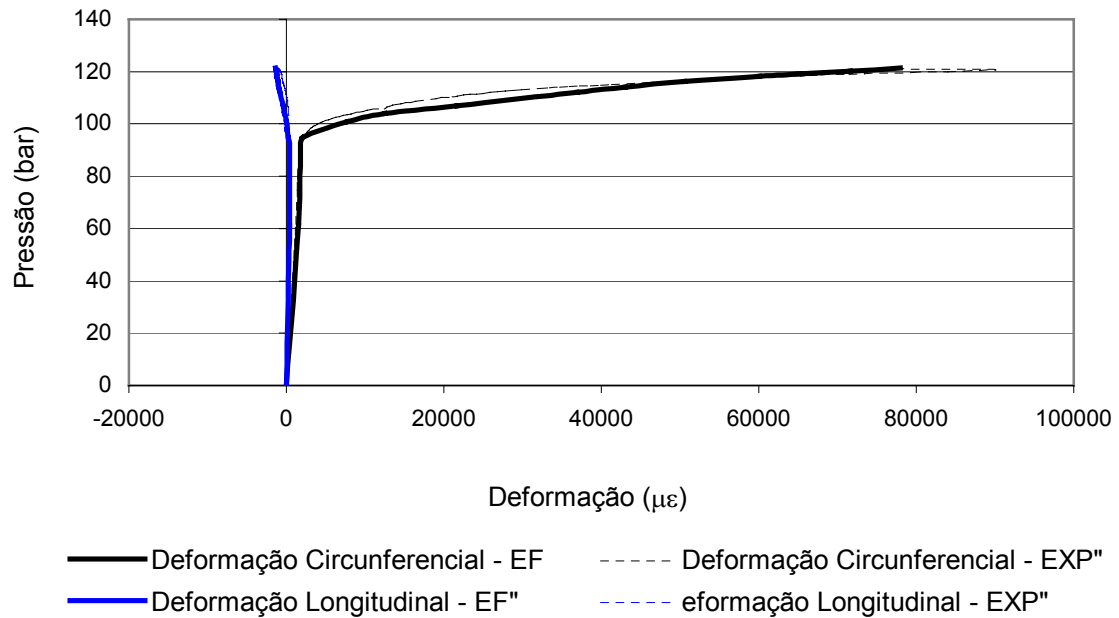
### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - E.T. 1.1



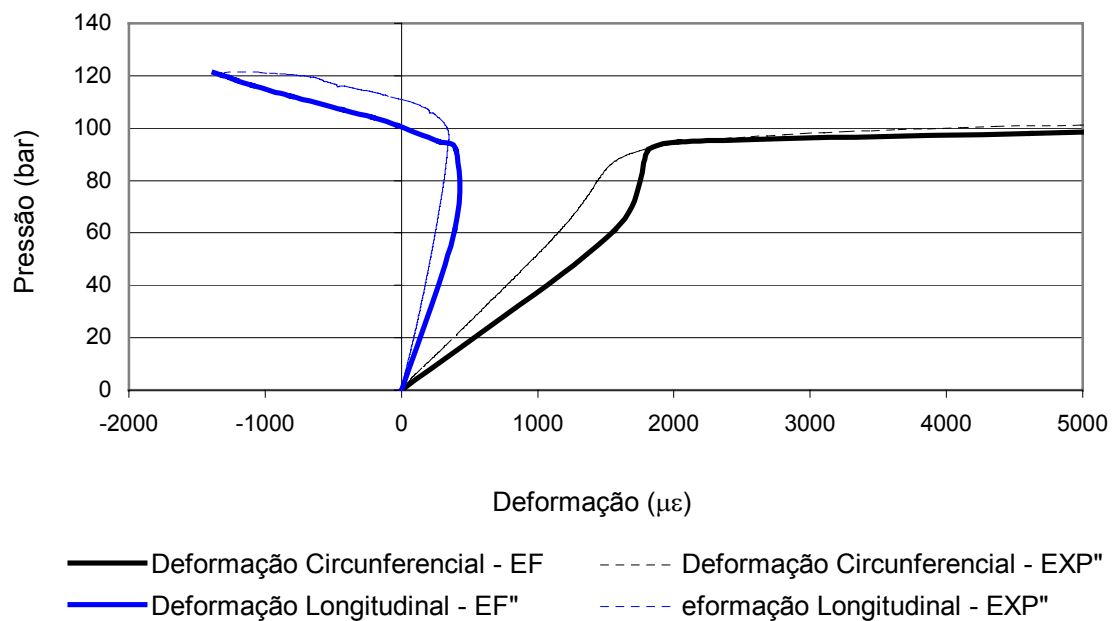
### Deformação Longitudinal Eixo Longitudinal - E.T. 1.1



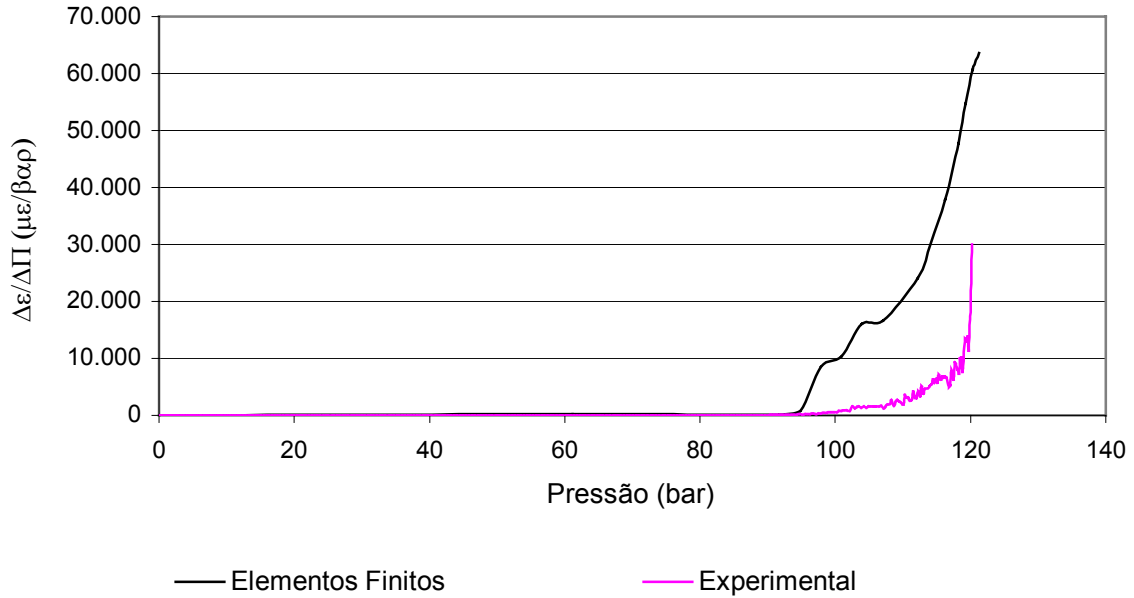
### Deformação x Pressão - E.T.-1.1



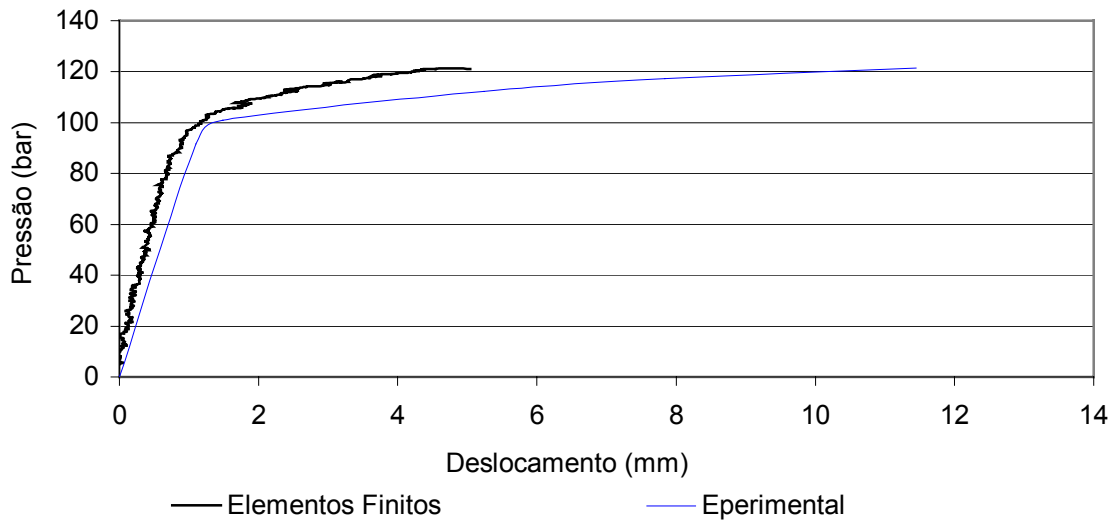
### Deformação x Pressão - E.T.-1.1 detalhe



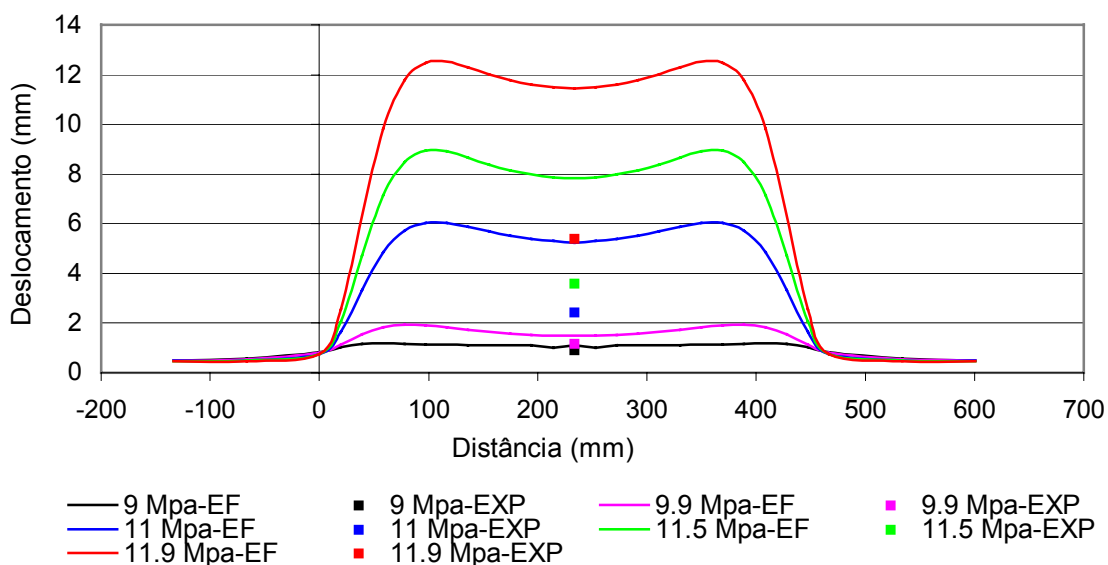
### $\Delta\varepsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - ET 1.1



### Bulge

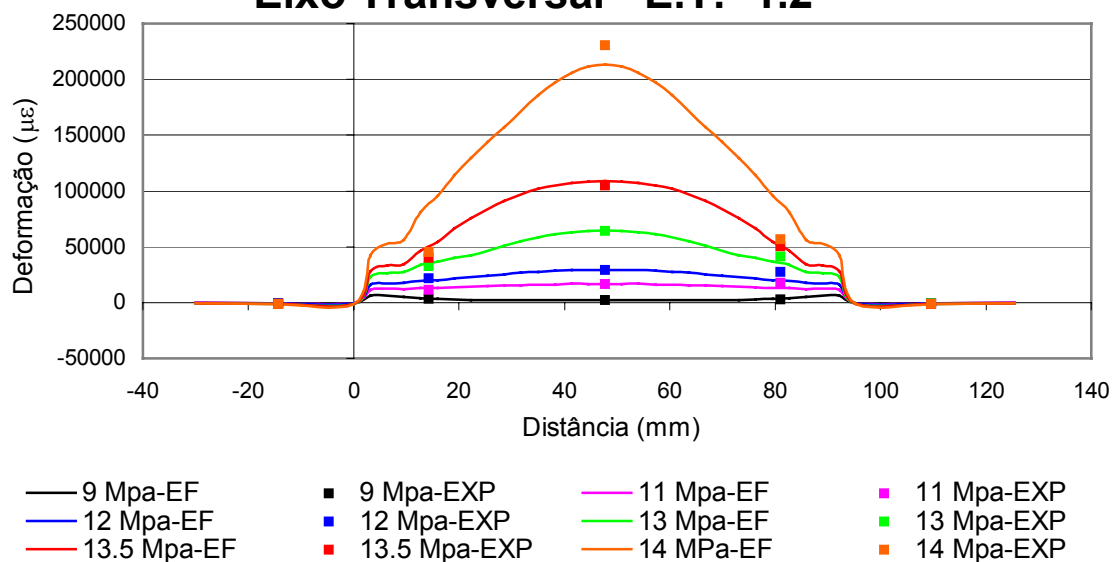


### Bulge Eixo Longitudinal - T 1.1

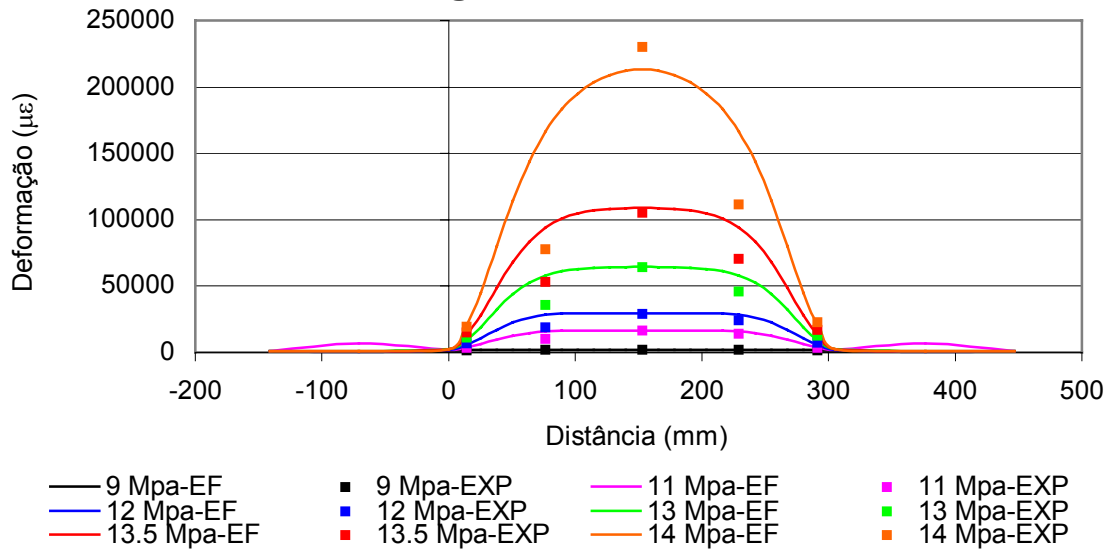


### B.2 – Espécime Tubular 1.2

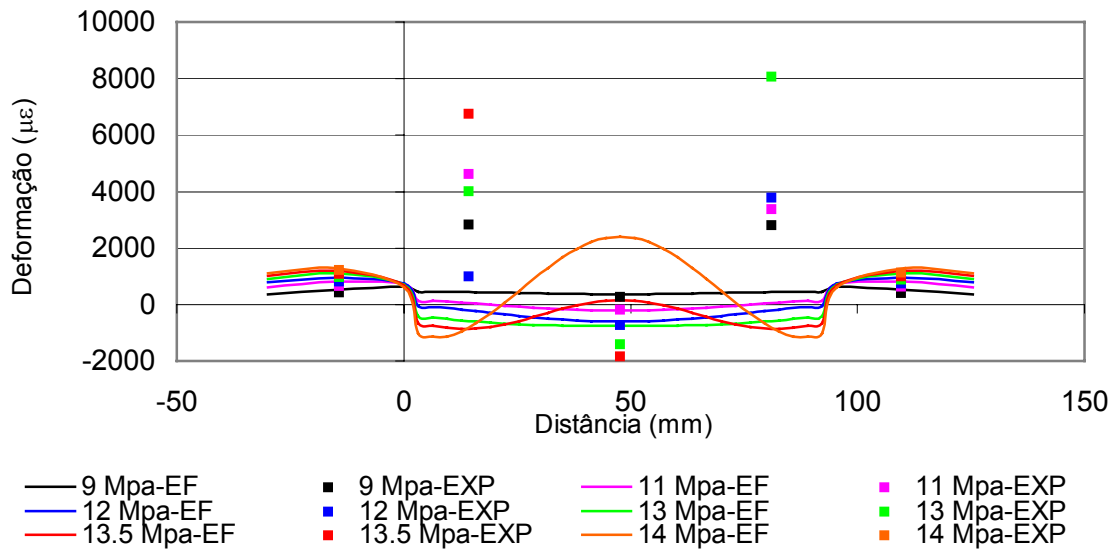
#### Deformação Circunferencial Eixo Transversal - E.T.- 1.2



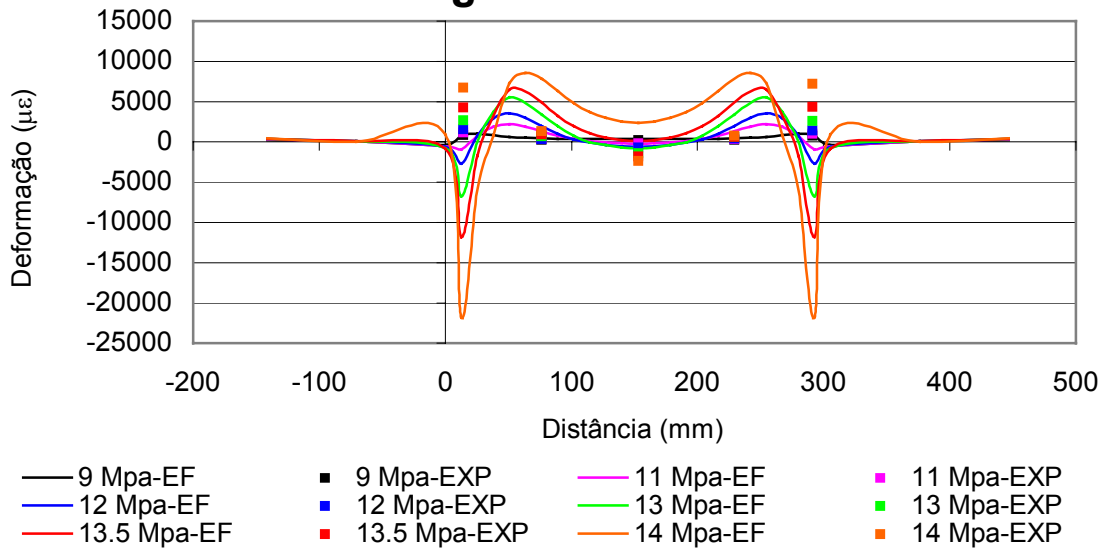
### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - E.T.- 1.2



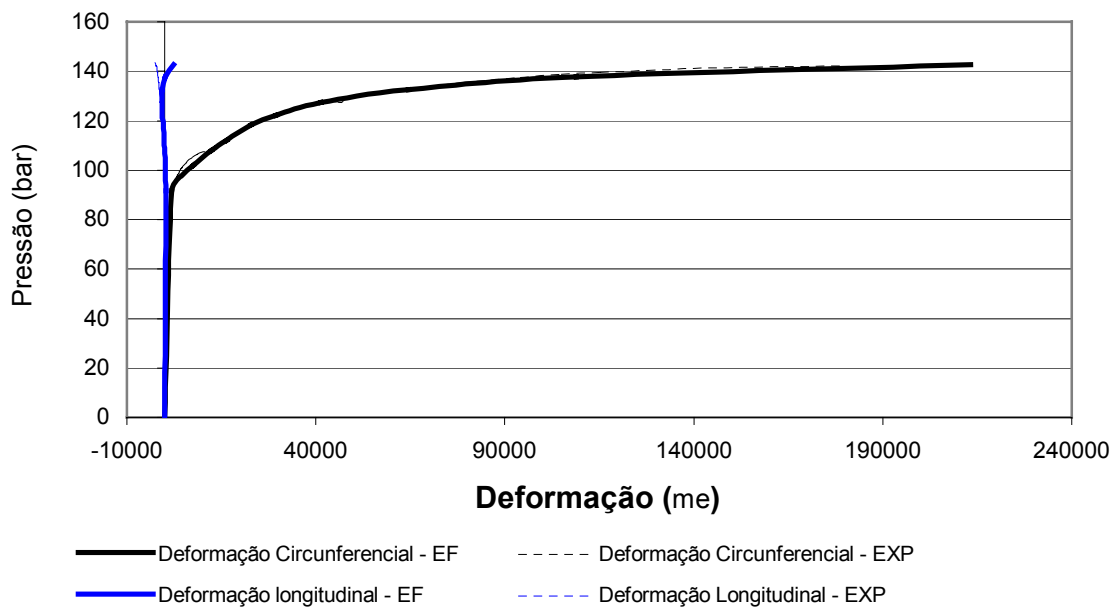
### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - E.T.- 1.2



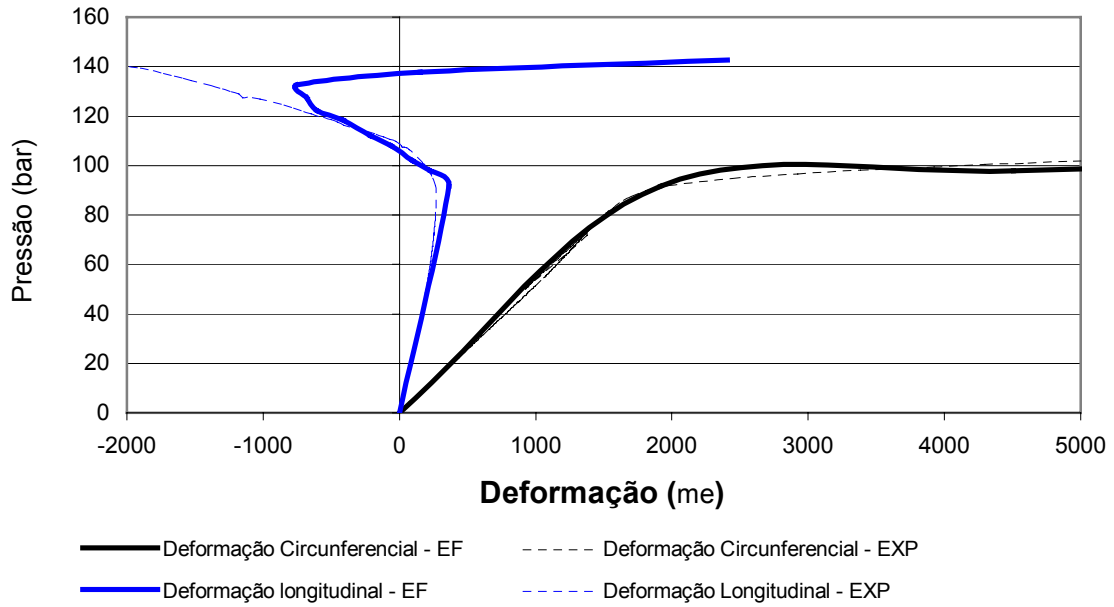
### Deformação Longitudinal Eixo Longitudinal - E.T. 1.2



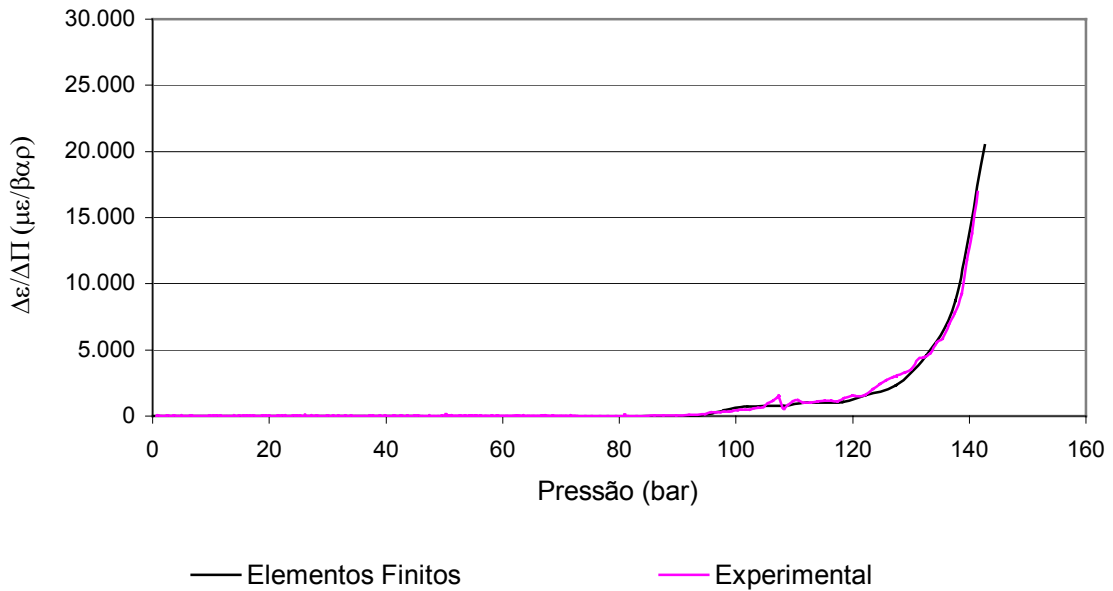
### Deformação x Pressão - E.T.- 1.2



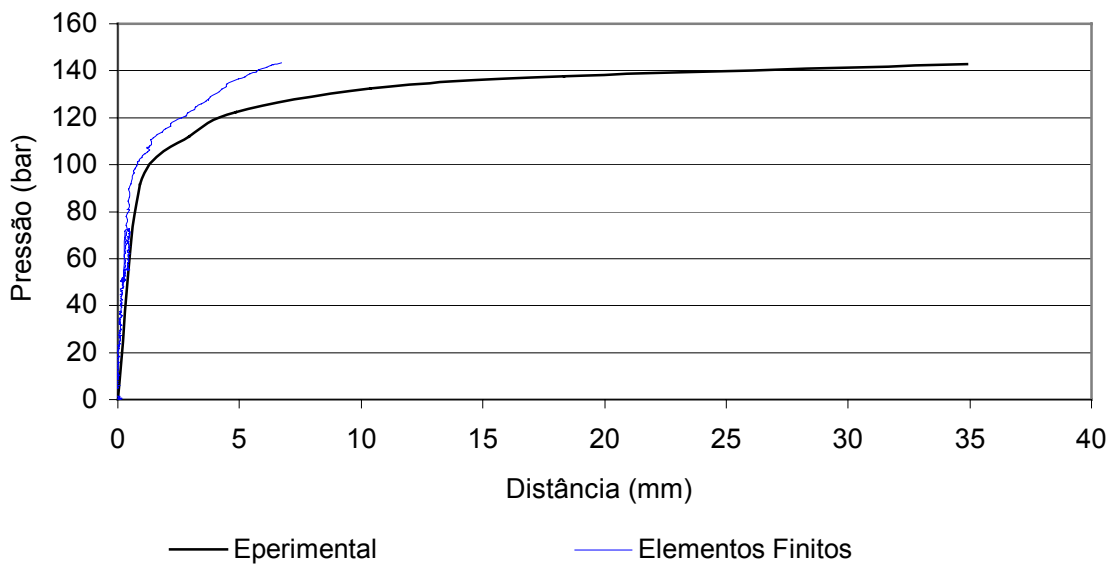
### Deformação x Pressão - E.T.- 1.2 Detalhe



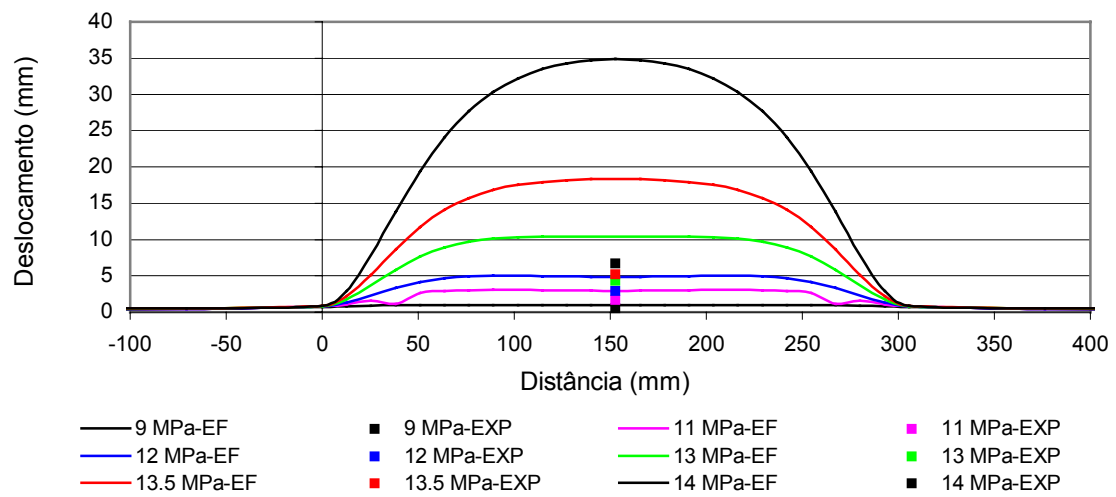
### $\Delta\varepsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - ET 1.2



### Bulge x Pressão

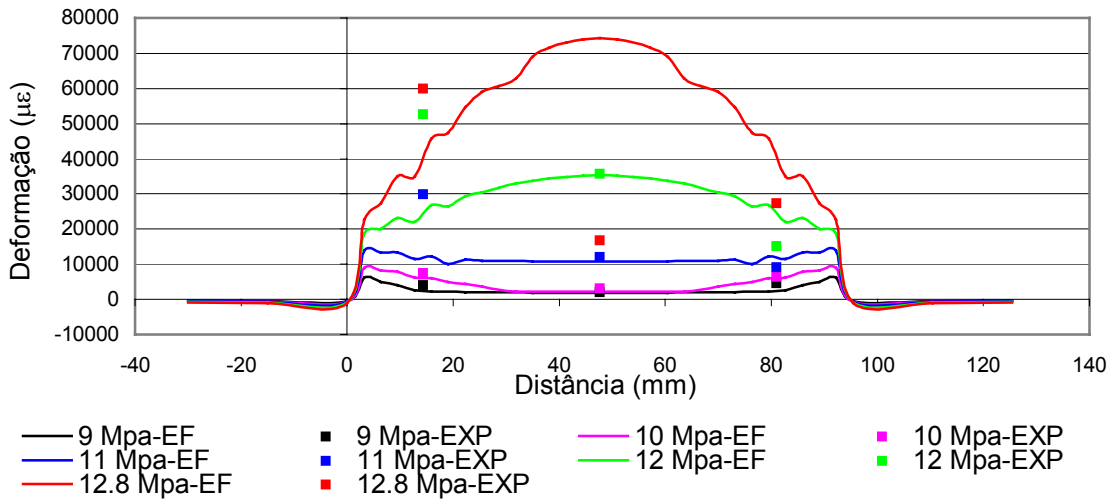


### Bulge Eixo Longitudinal - E.T.- 1.2

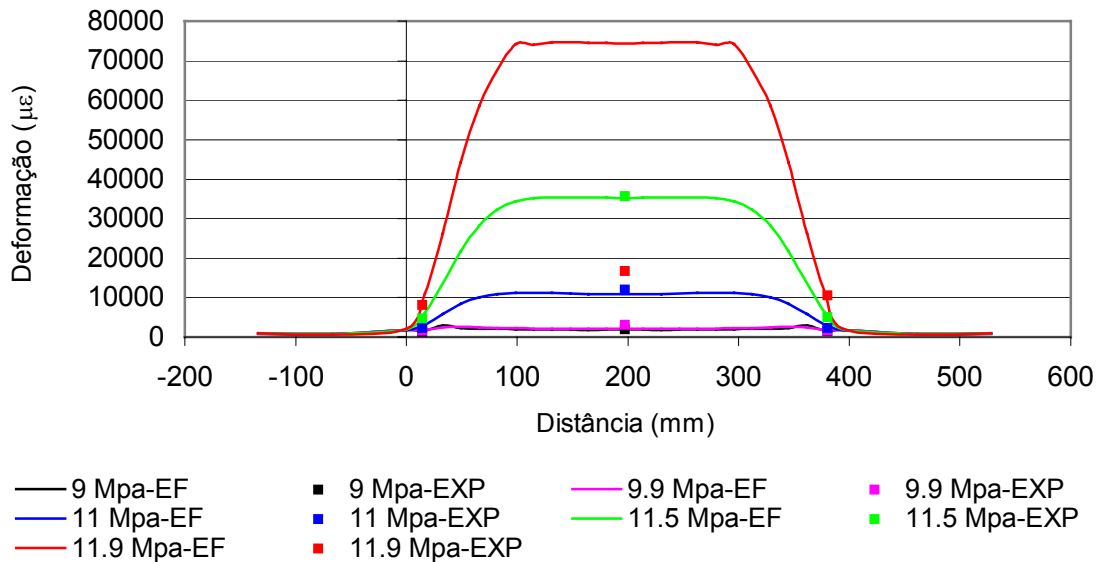


B.3 – Espécime Tubular 2.1

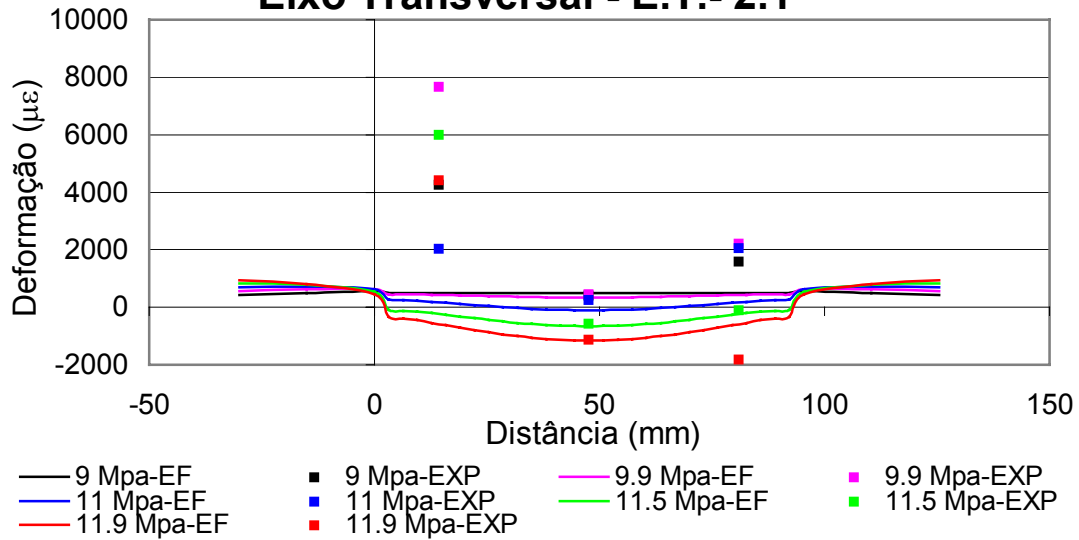
**Deformação Circunferencial  
Eixo Transversal - E.T.- 2.1**



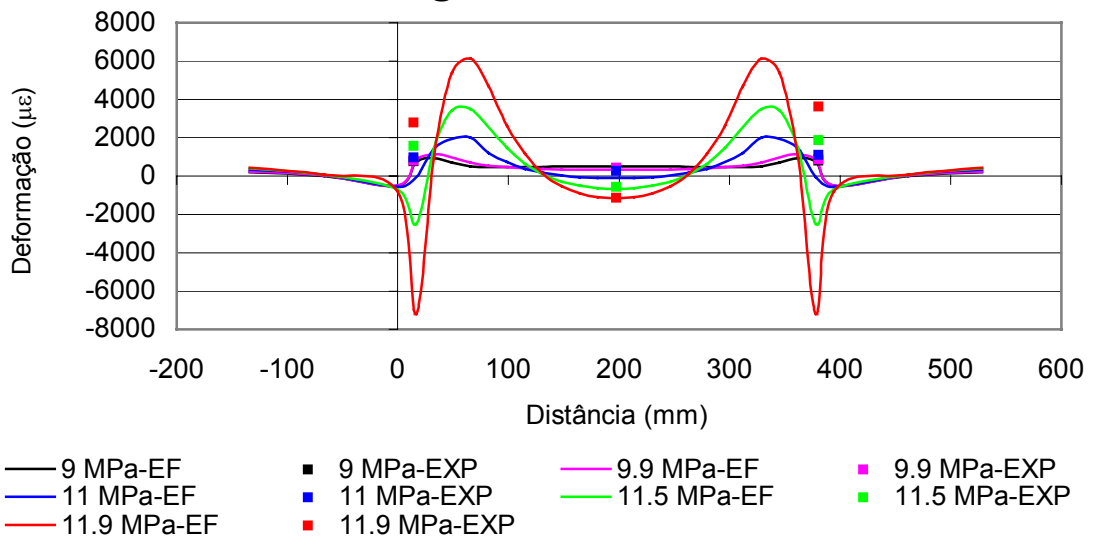
**Deformação Circunferencial  
Eixo Longitudinal - T 2.1**



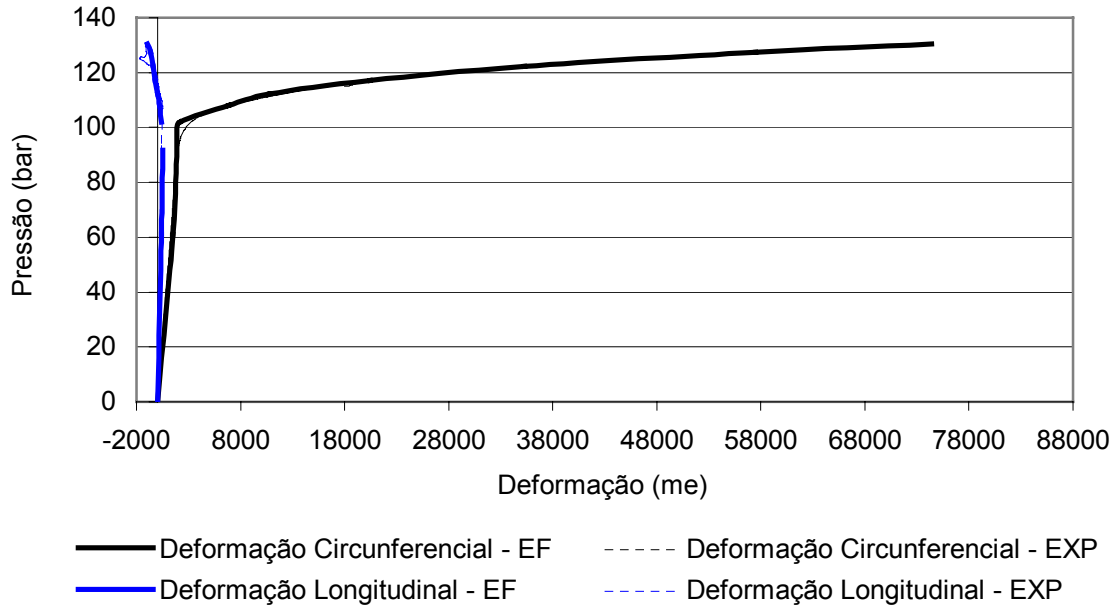
### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - E.T.- 2.1



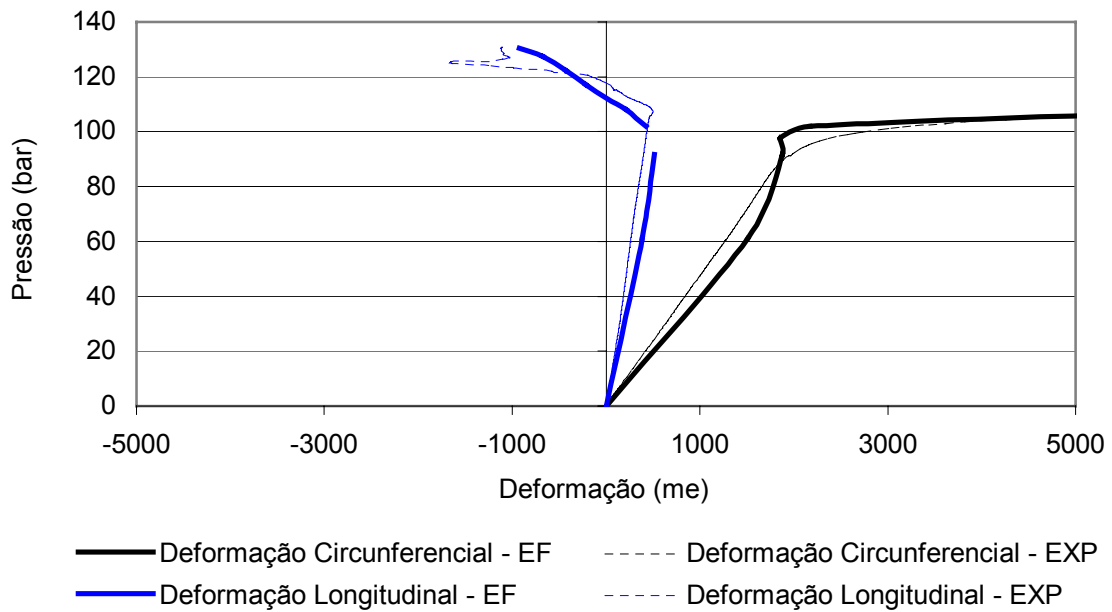
### Deformação Longitudinal Eixo Longitudinal - E.T.- 2.1



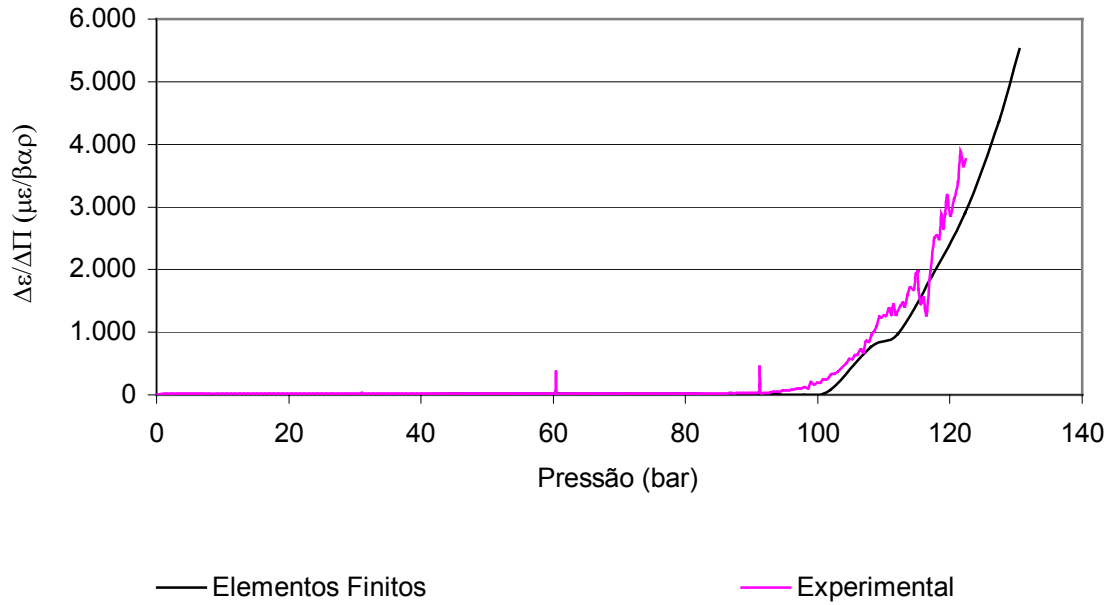
### Deformação x Pressão - E.T.- 2.1



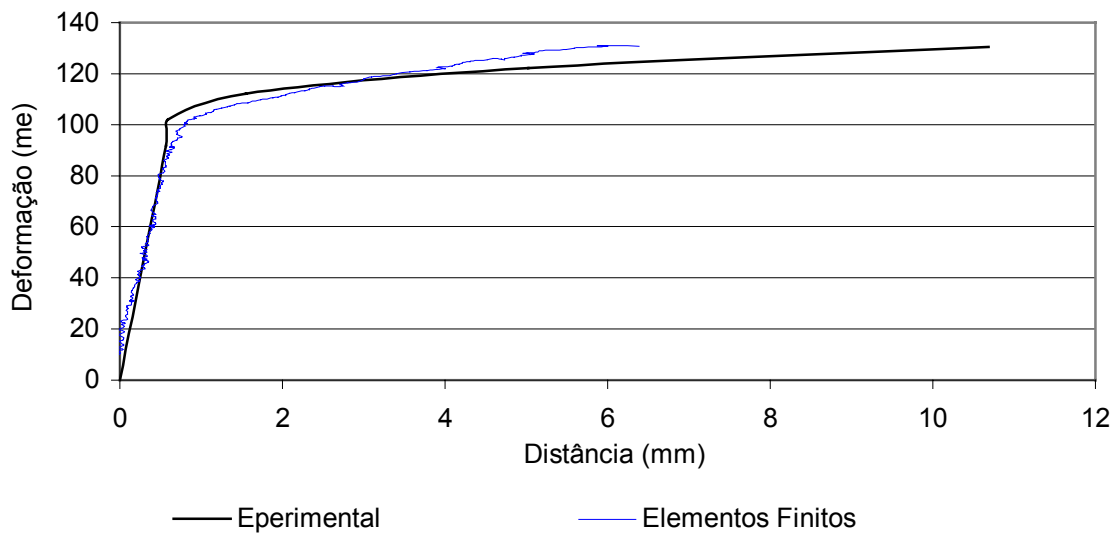
### Deformação x Pressão - E.T.- 2.1 Detalhe



### $\Delta\varepsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - ET 2.1

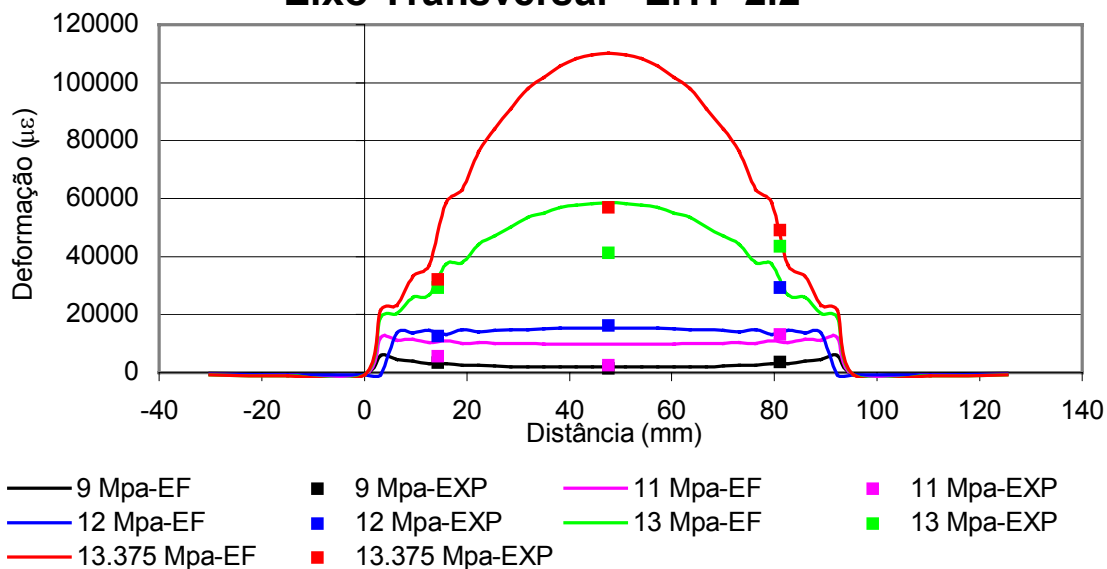


### Bulge x Pressão - E.T.- 2.1

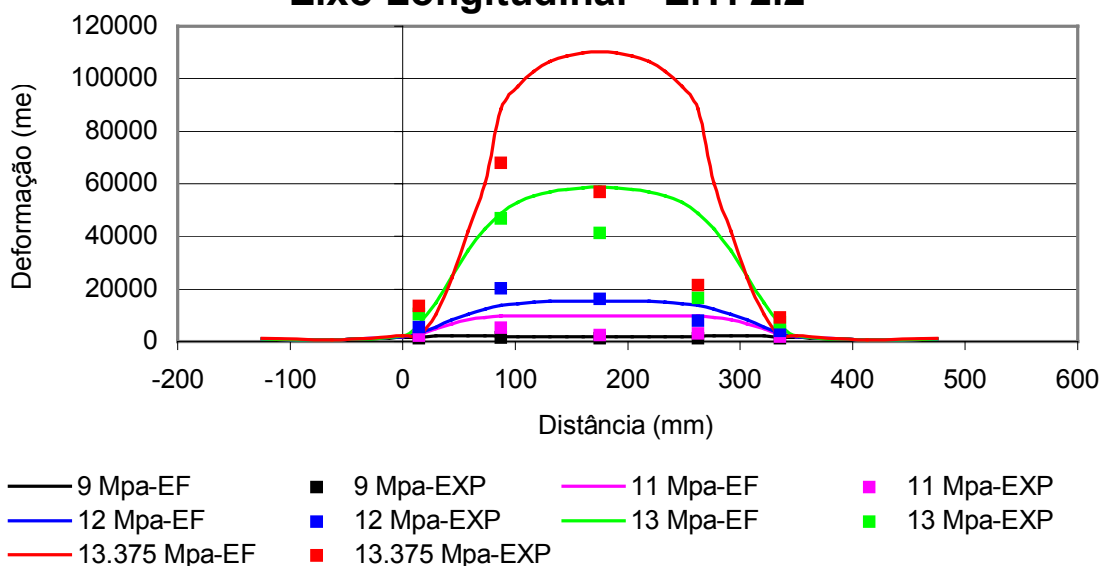


B.4 – Espécime Tubular 2.2

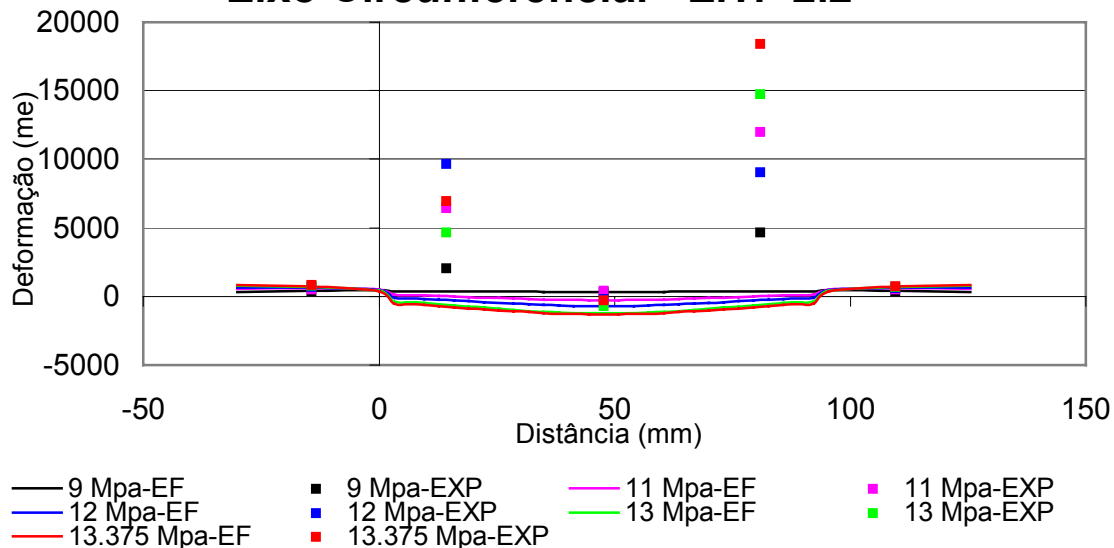
**Deformação Circunferencial  
Eixo Transversal - E.T.- 2.2**



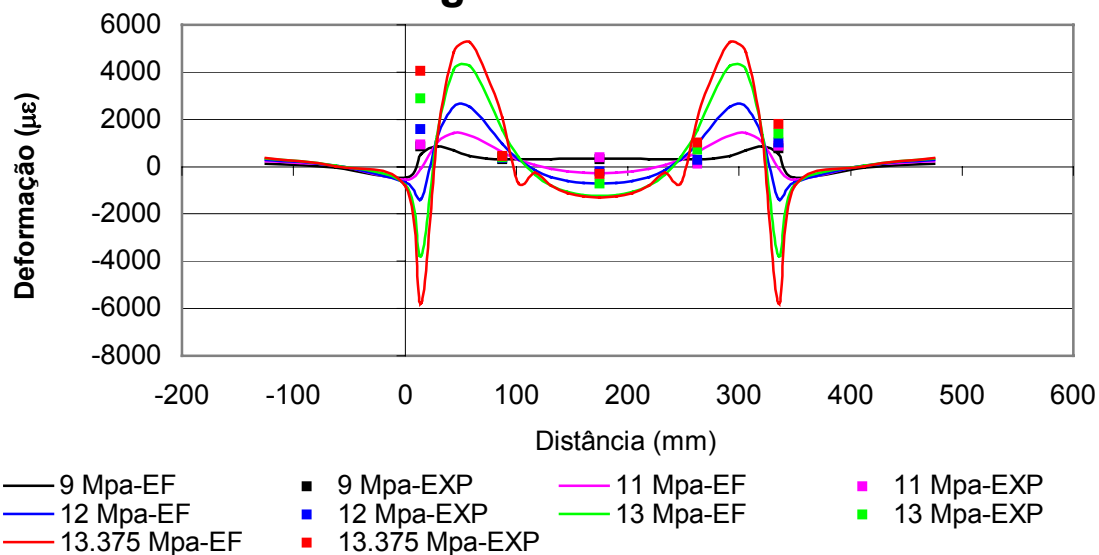
**Deformação Circunferencial  
Eixo Longitudinal - E.T. 2.2**



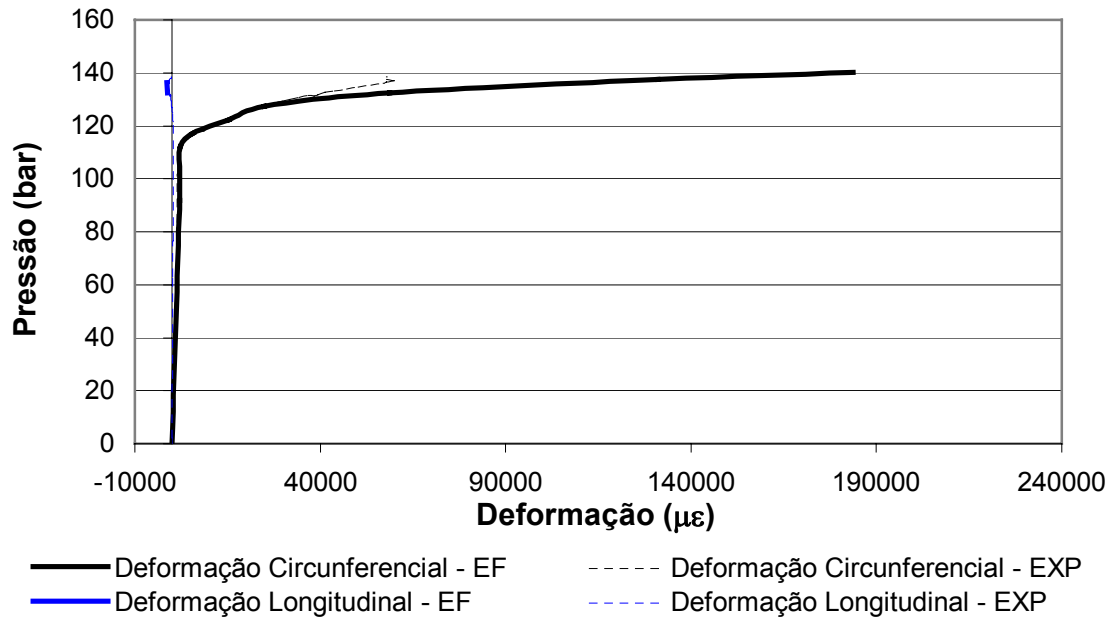
### Deformação Longitudinal Eixo Circunferencial - E.T.- 2.2



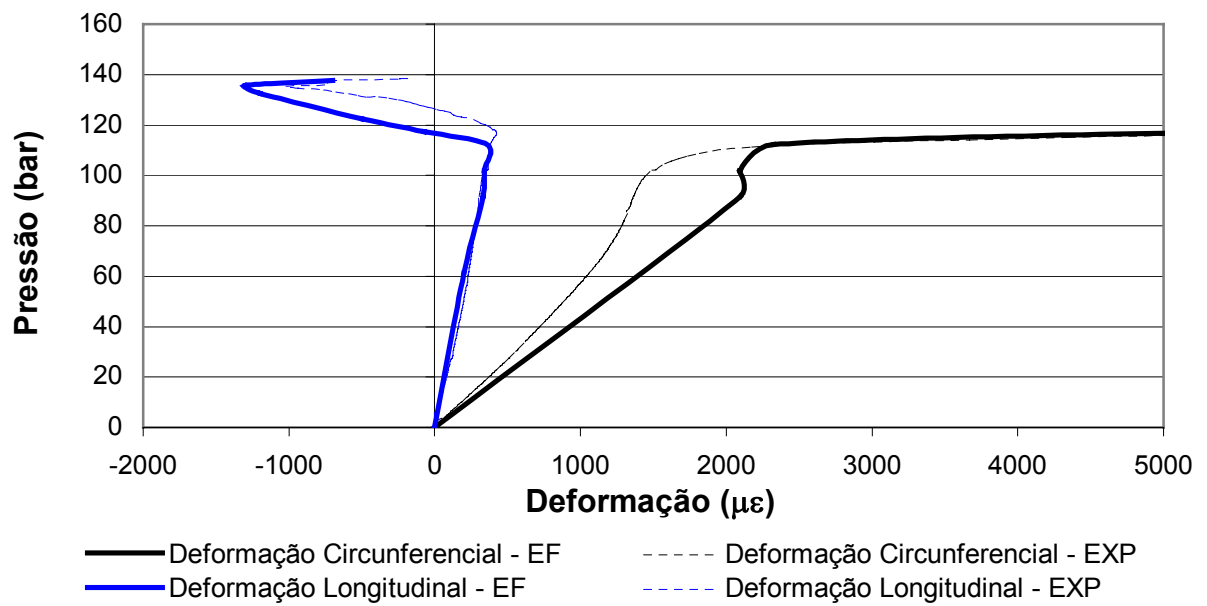
### Deformação Longitudinal Eixo Longitudinal - E.T.- 2.2



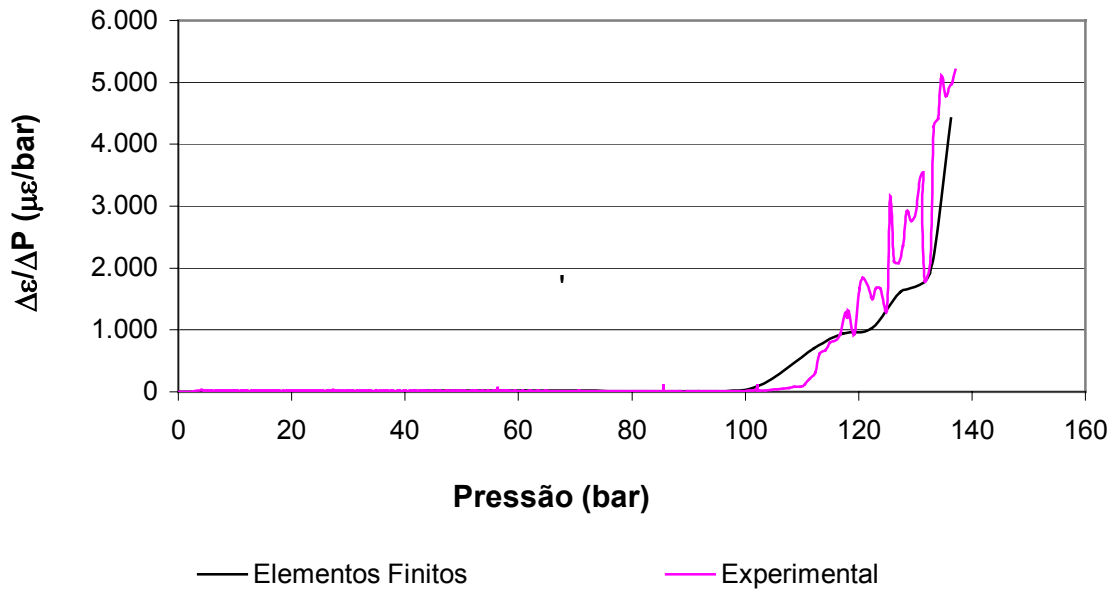
### Ec x Pressão - E.T.- 2.2



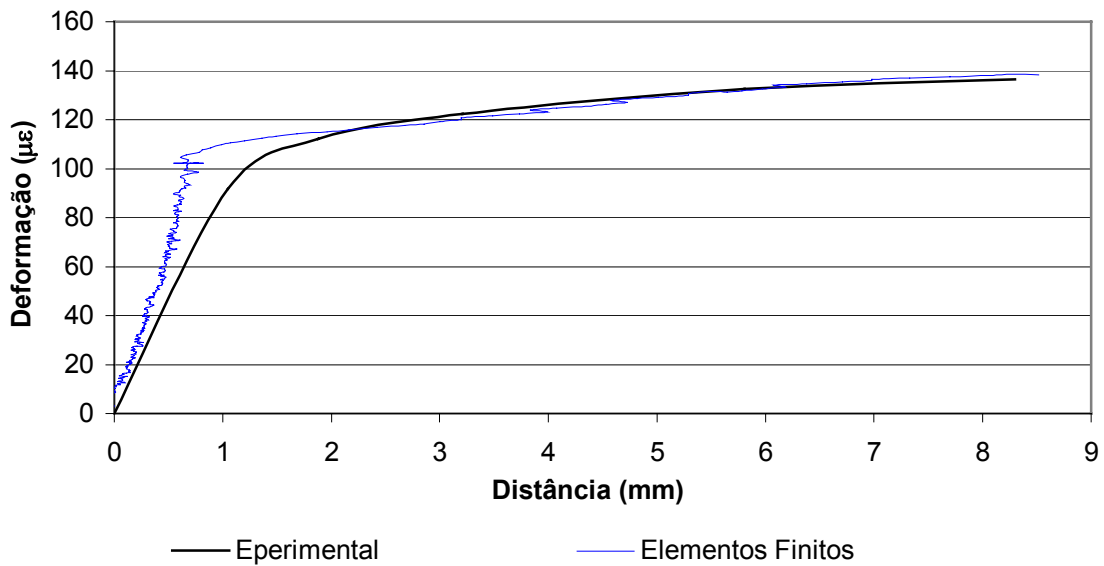
### Ec x Pressão - E.T.- 2.2



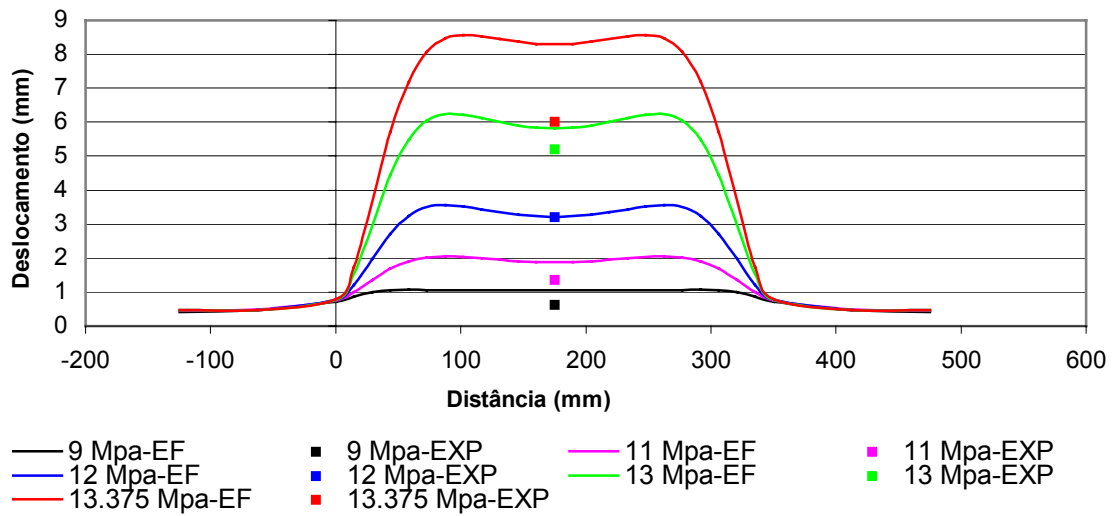
### $\Delta\varepsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - E.T.- 2.2



### Bulge x Pressão - E.T.- 2.2

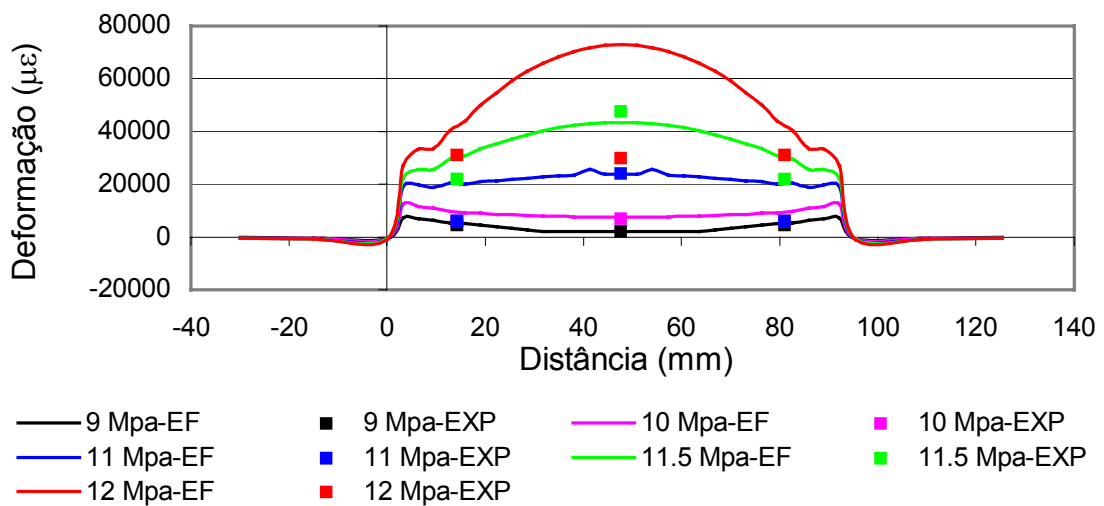


### Bulge Eixo Longitudinal - E.T. 2.2

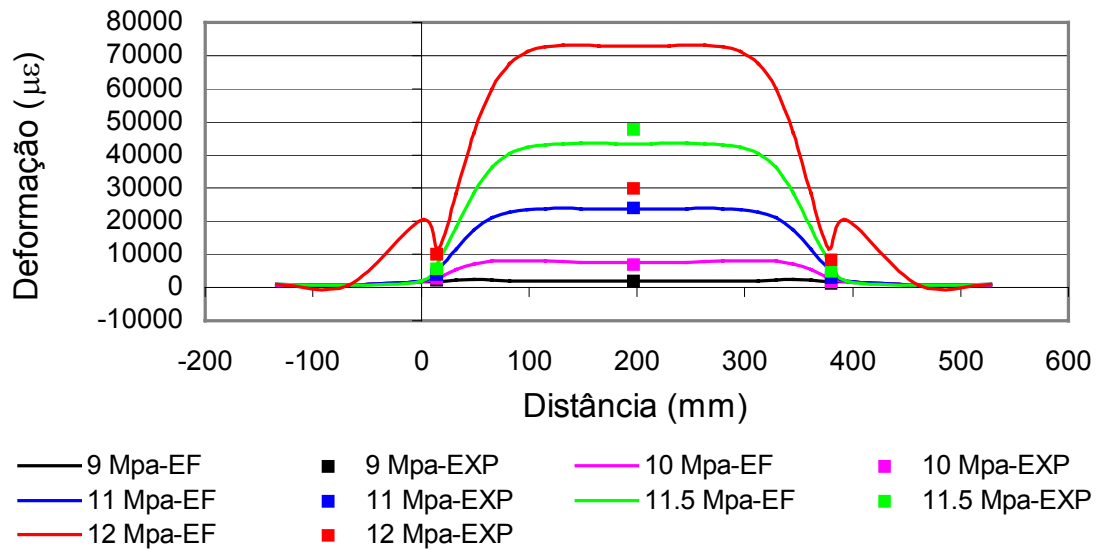


### B.5 – Espécime Tubular 3.1

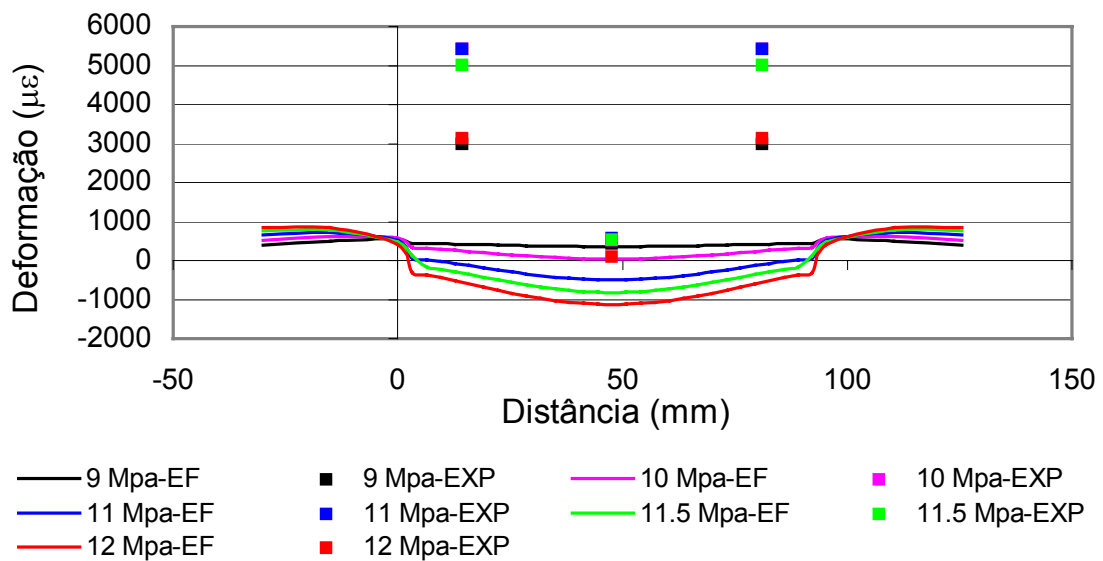
### Deformação Circunferencial Eixo Transversal - E.T.- 3.1



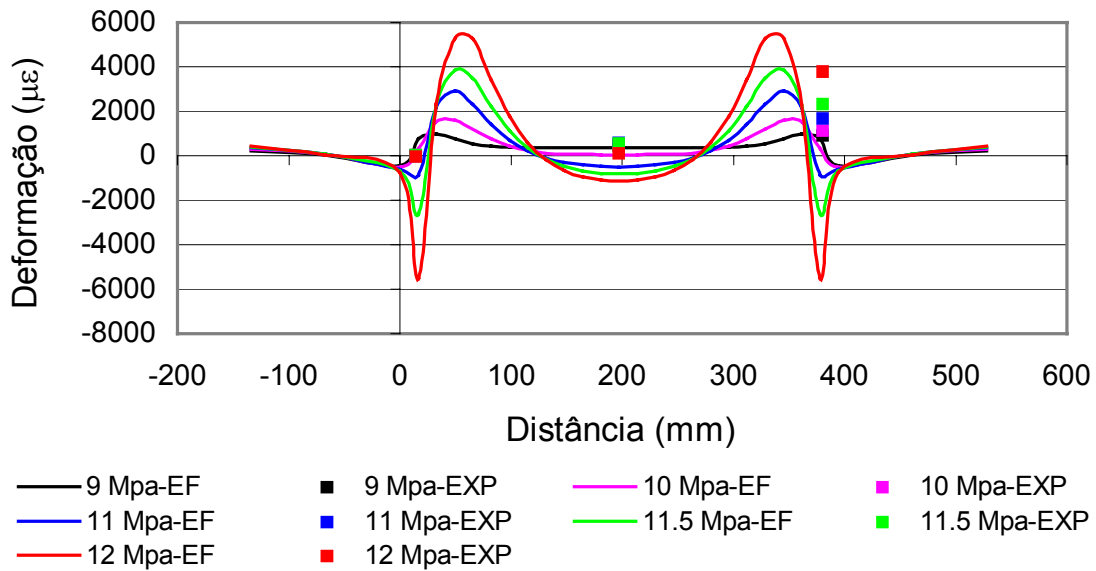
### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - T 3.1



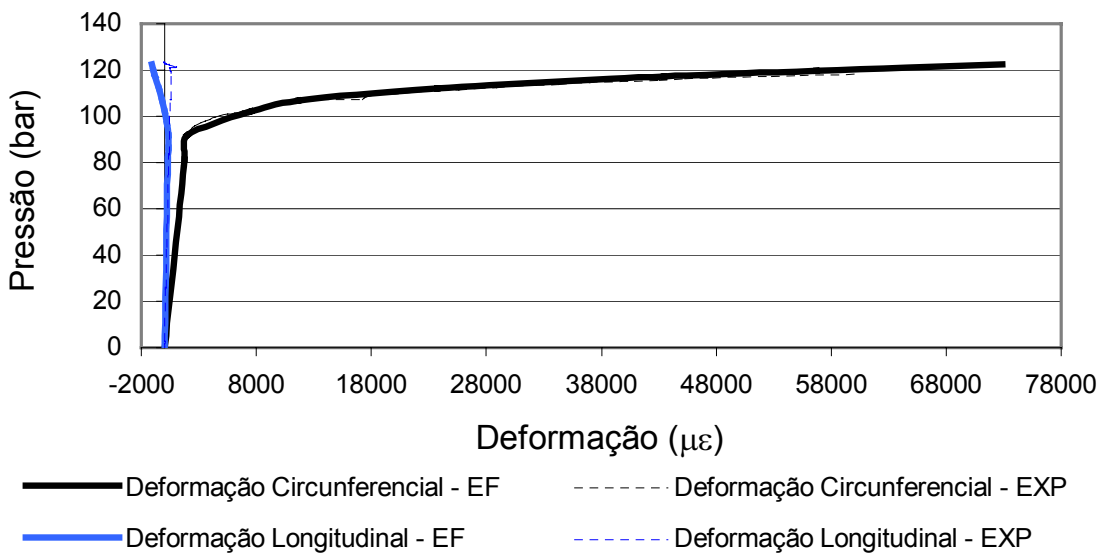
### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - E.T.- 3.1



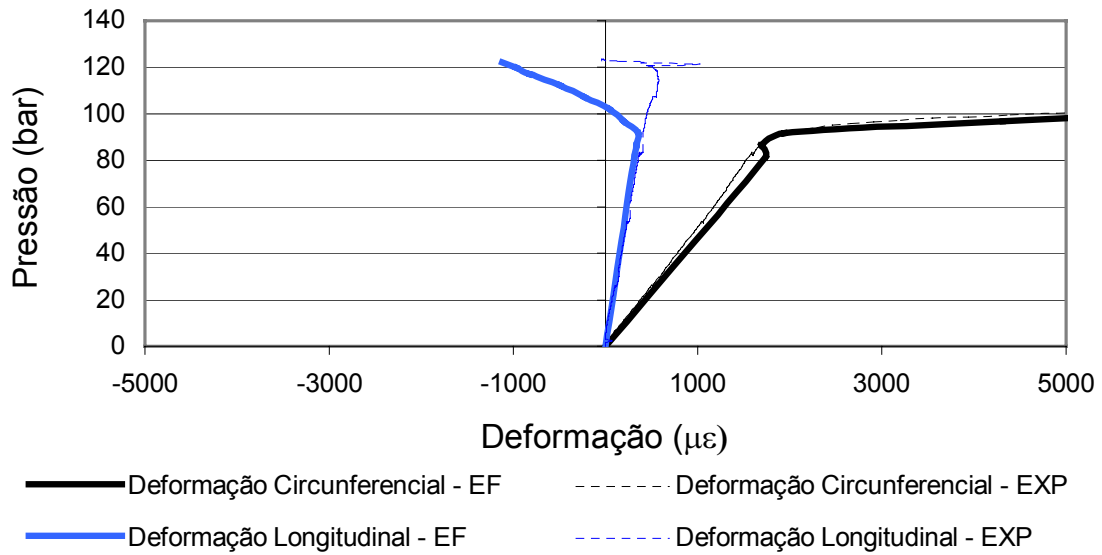
### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - E.T.- 3.1



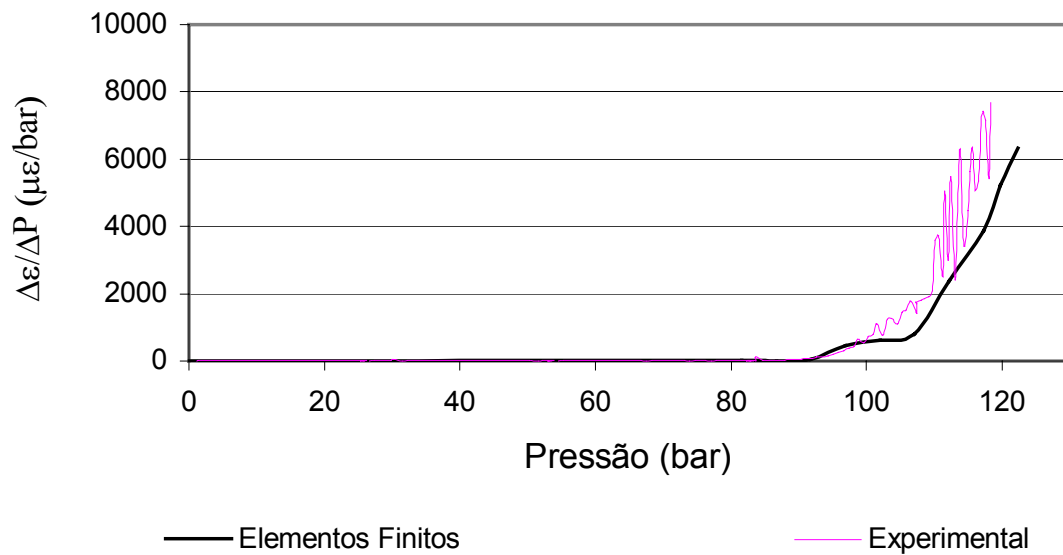
### Deformação x Pressão - E.T.- 3.1



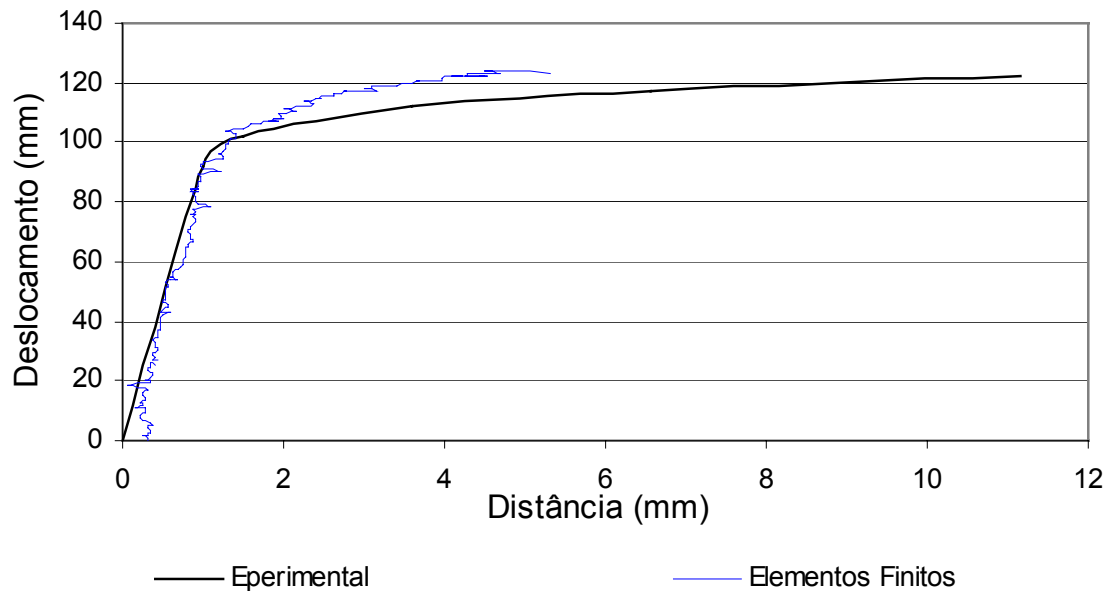
### Deformação x Pressão - E.T.- 3.1 Detalhe



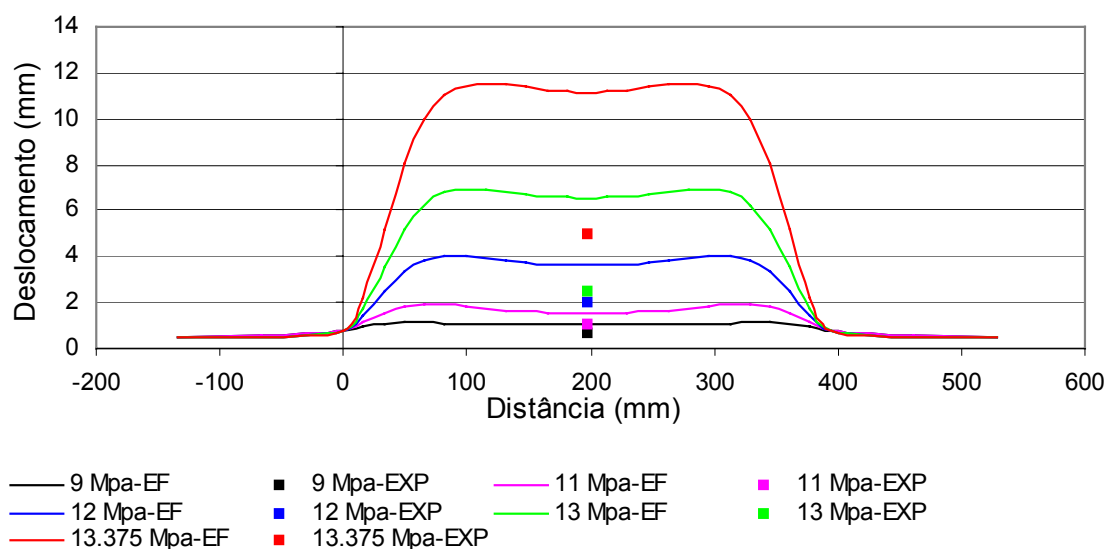
### $\Delta\epsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - E.T.- 3.1



### Bulge x Pressão - E.T. - 3.1

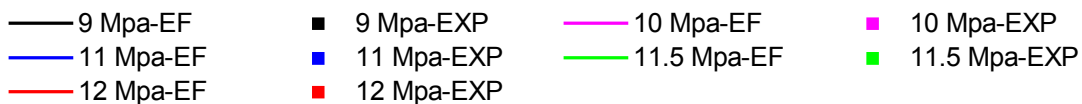
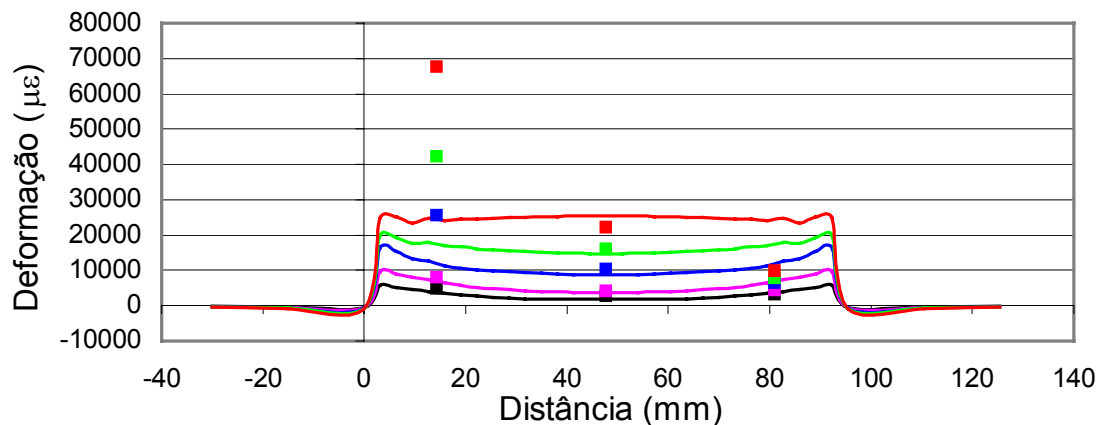


### Bulge Eixo Longitudinal - E.T. - 3.1

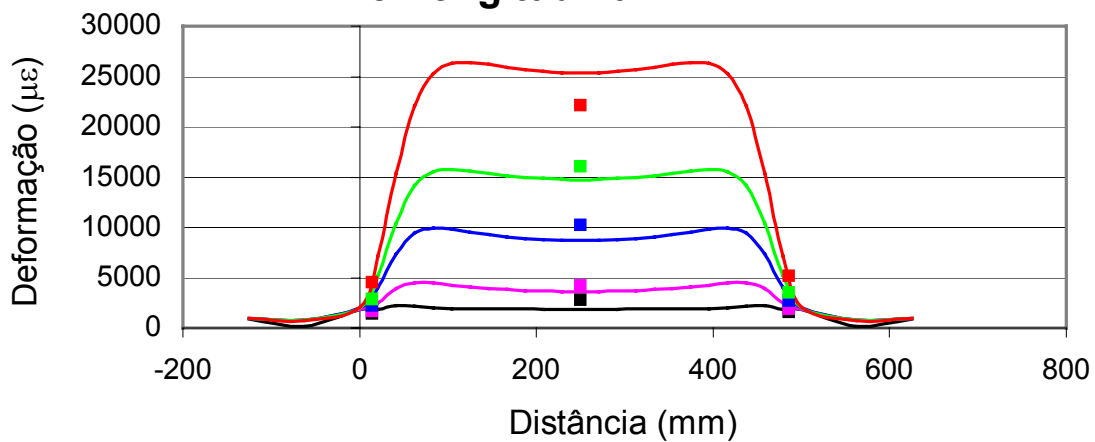


B.6 – Espécime Tubular 4.1

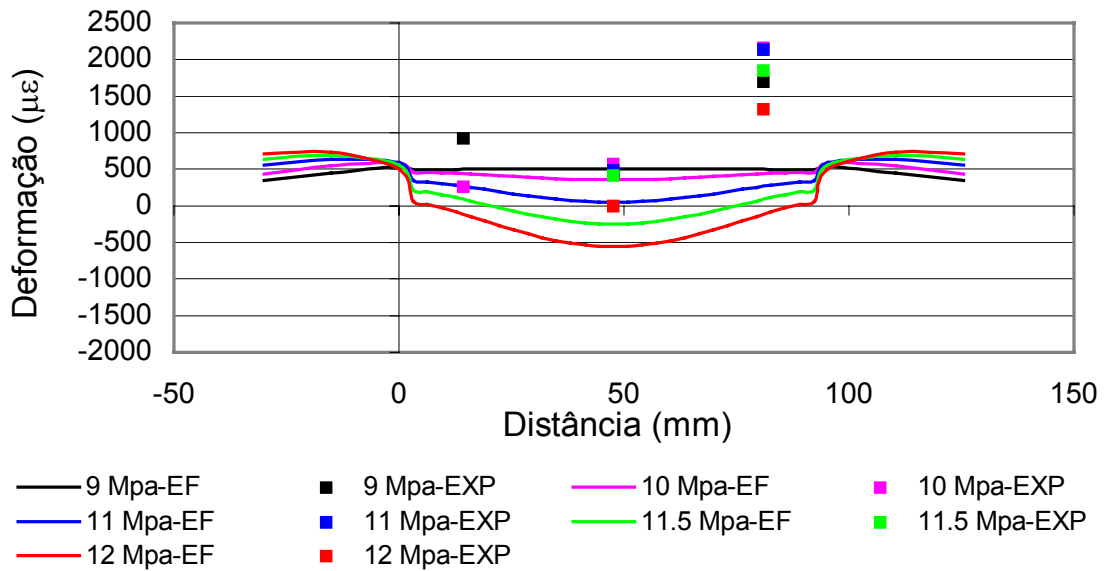
**Deformação Circunferencial  
Eixo Transversal - E.T.- 4.1**



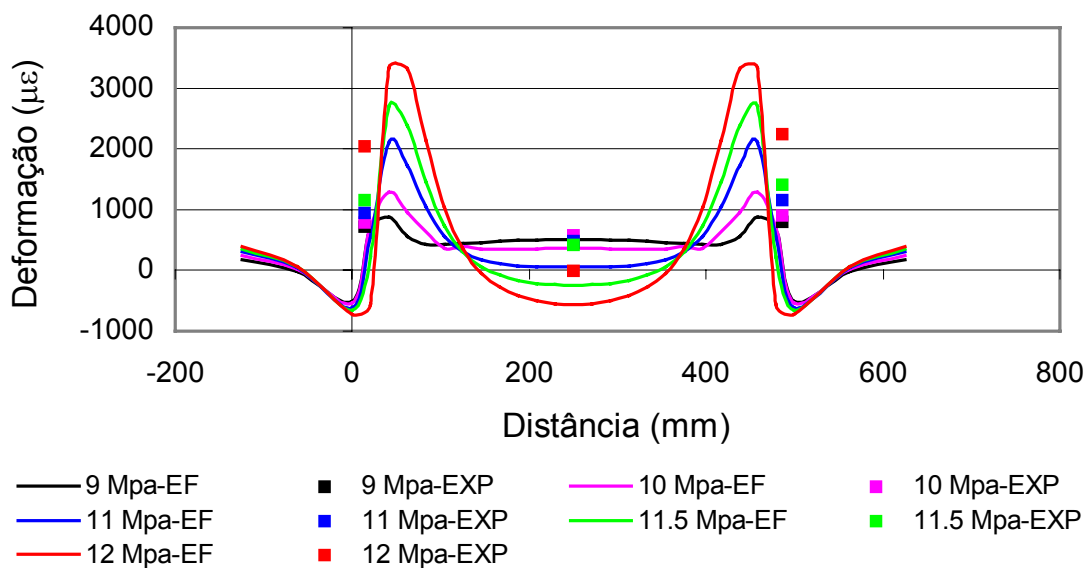
**Deformação Circunferencial  
Eixo Longitudinal - T 4.1**



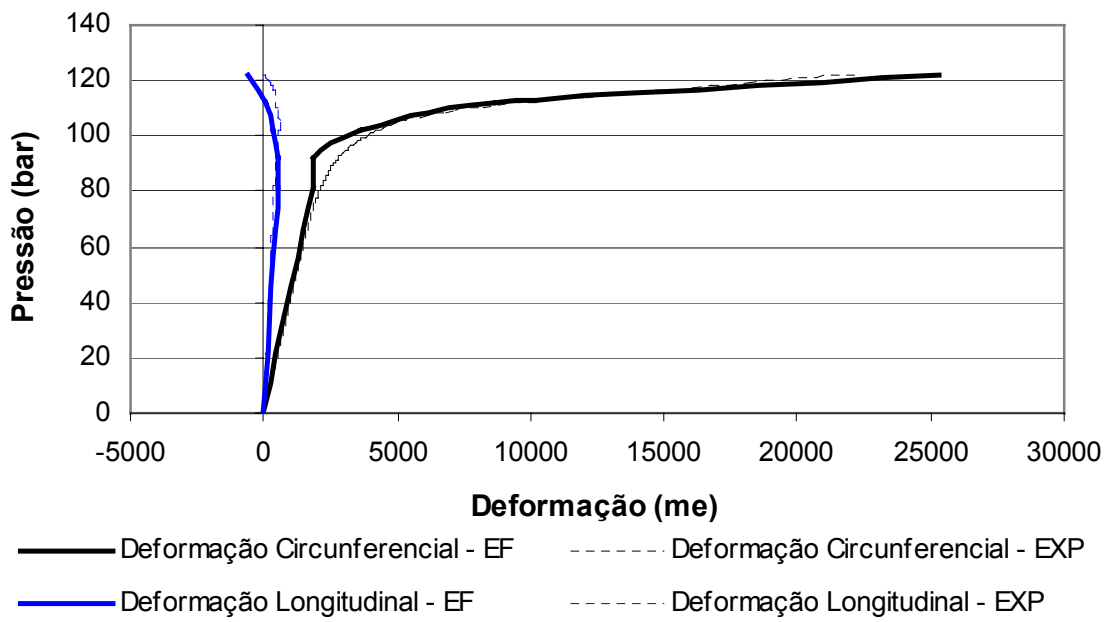
### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - E.T.- 4.1



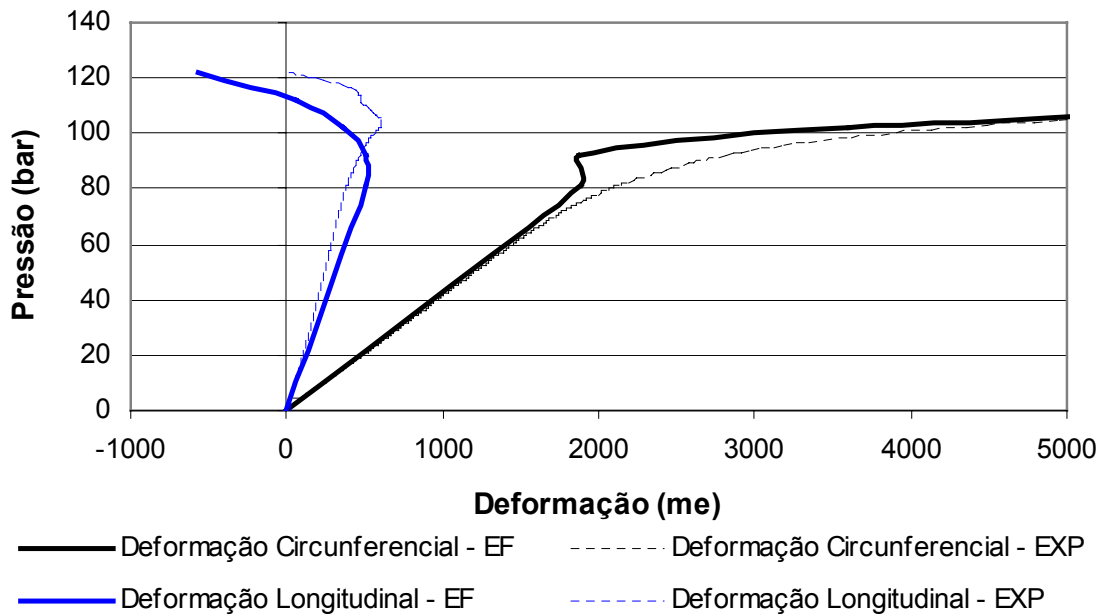
### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - E.T.- 4.1

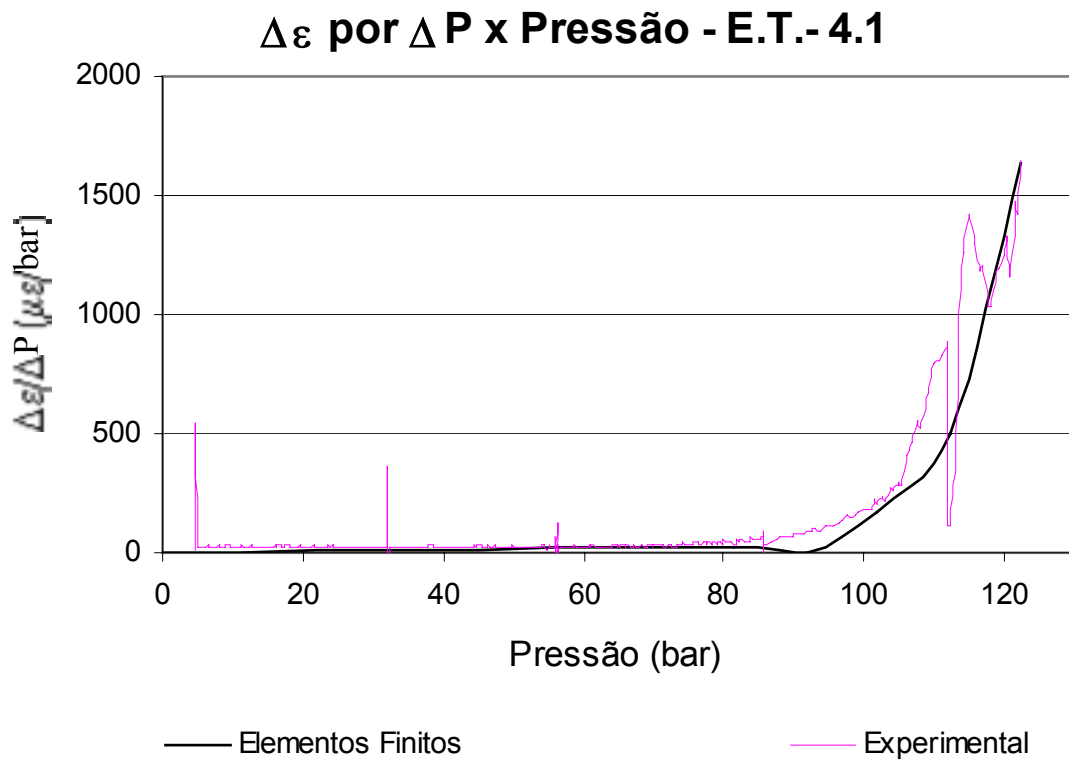


### Deformação x Pressão - E.T - 4.1

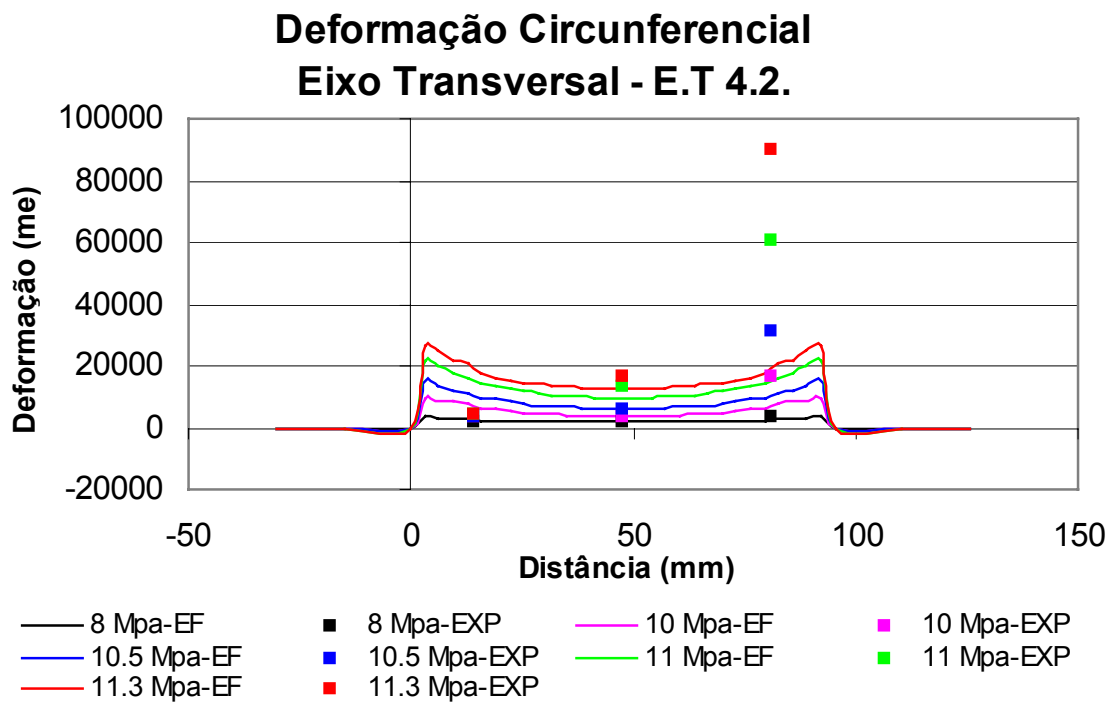


### Deformação x Pressão - E.T - 4.1

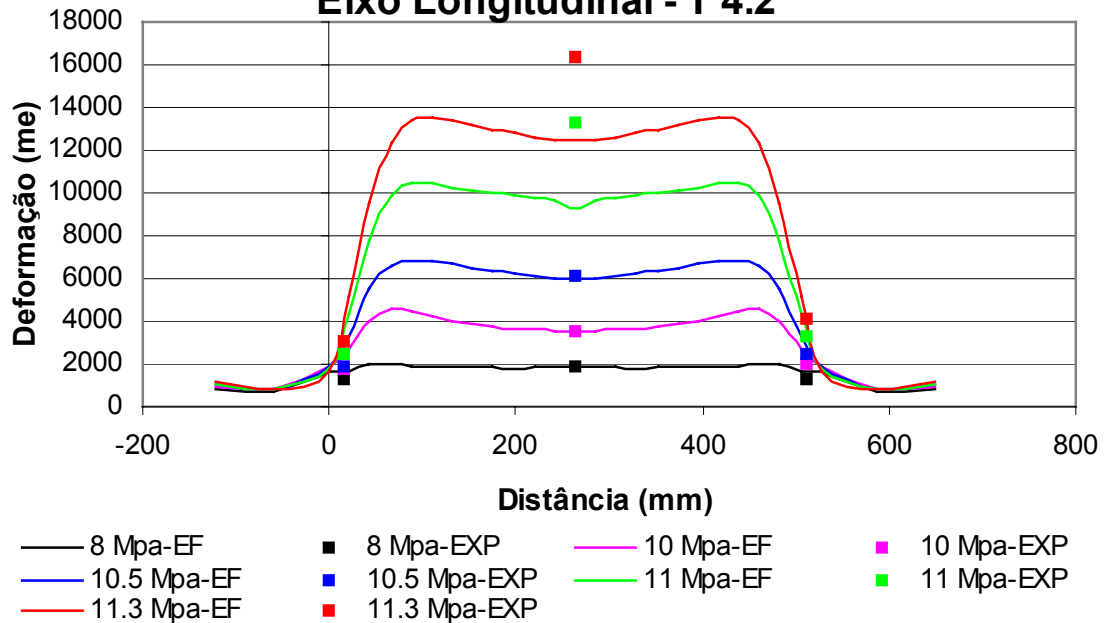




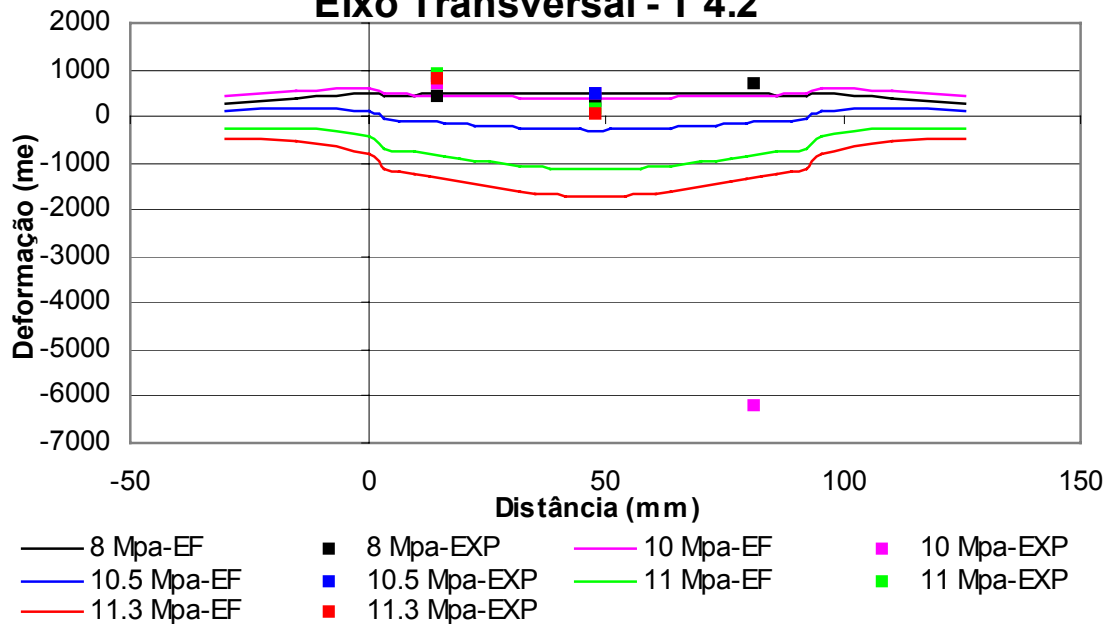
B.7 – Espécime Tubular 4.2

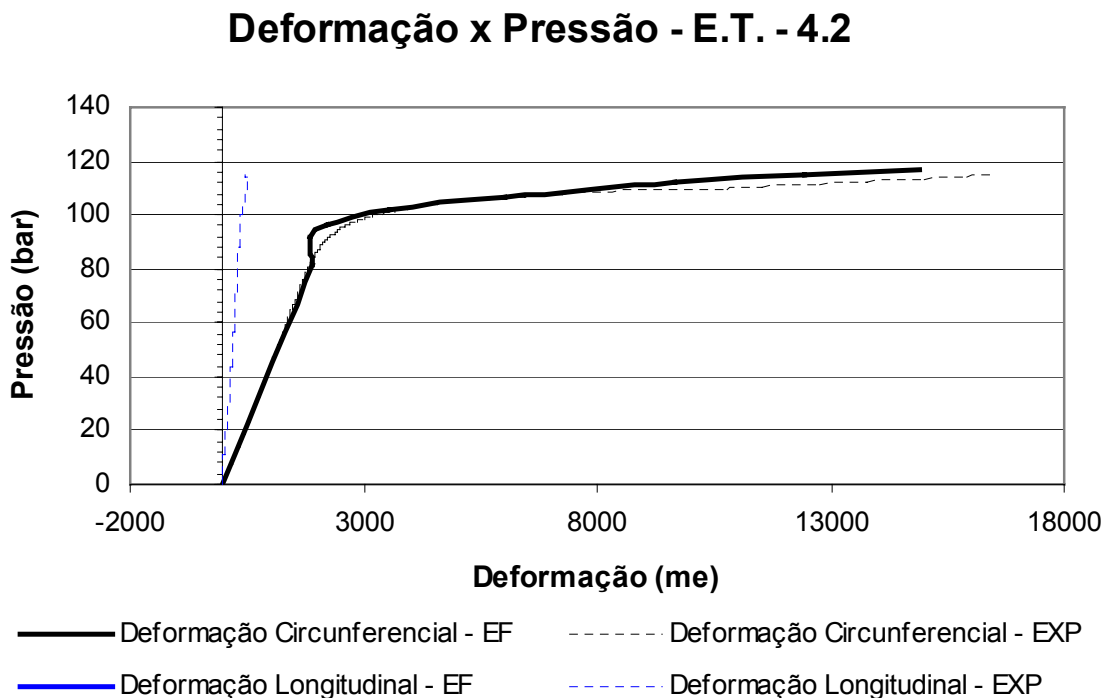
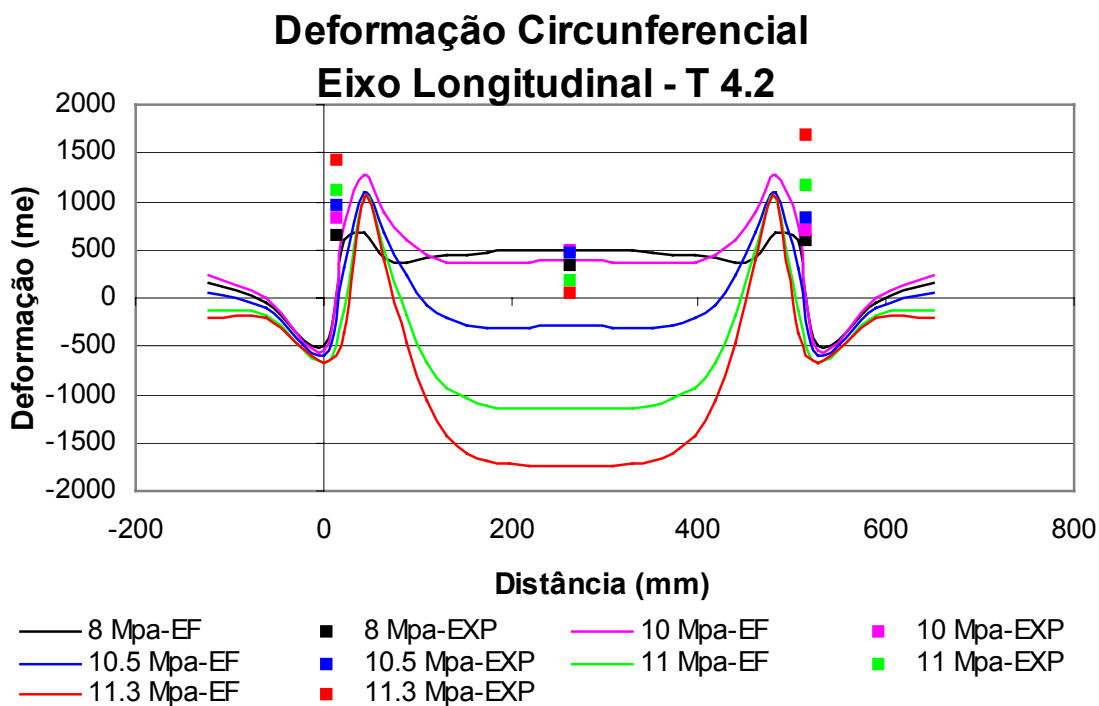


### Deformação Circunferencial Eixo Longitudinal - T 4.2

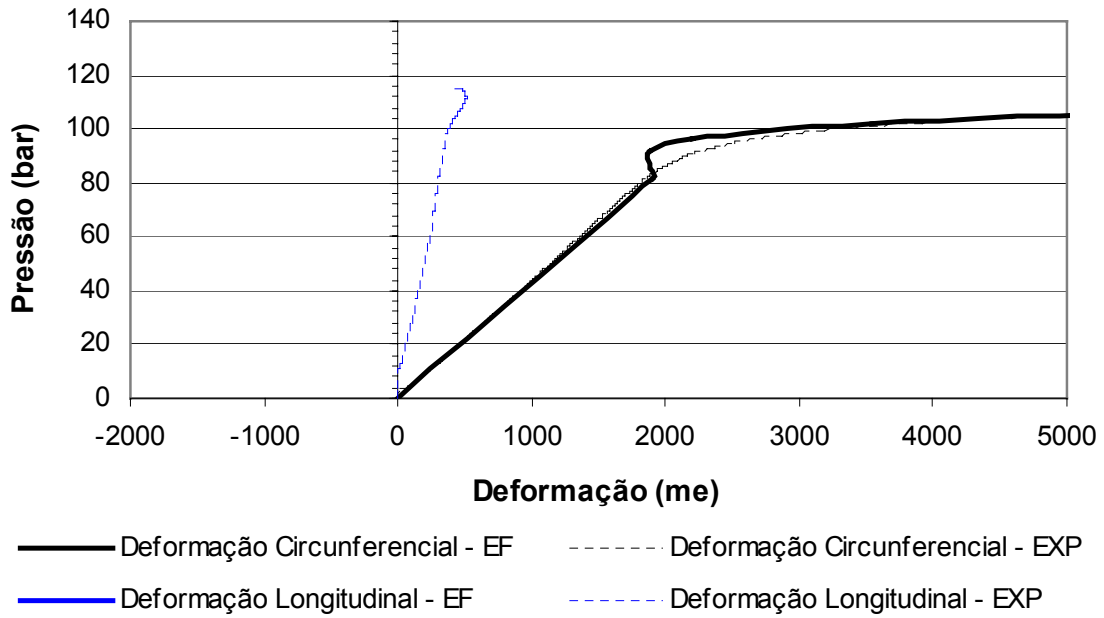


### Deformação Longitudinal Eixo Transversal - T 4.2





### Deformação x Pressão - E.T. - 4.2



### $\Delta \epsilon$ por $\Delta P$ x Pressão - E.T. - 4.2

