

### 3

## Modelagem Numérica de Defeitos de Corrosão em Dutos

### 3.1

#### Introdução

A modelagem e análise via MEF têm se mostrado uma poderosa e eficiente ferramenta para a avaliação correta da capacidade estrutural de dutos com defeitos causados por corrosão [11, 25]. Com a utilização desta ferramenta, pode-se avaliar dutos com vários tipos de defeitos submetidos à diversos tipos de carregamentos, permitindo assim uma representação mais adequada e realista destes defeitos, além de considerar os fenômenos físicos envolvidos no problema e fornecer resultados mais exatos. Isso não ocorre quando utiliza-se as normas existentes, pois as normas implicam geralmente numa simplificação da geometria do defeito real, o que acaba levando a resultados conservadores e imprecisos [25, 26].

Quadro 1: Processo geral da análise pelo MEF

Fase	Processo de Análise CAE	Solidworks	Workbench	APDL	Matlab
1	Modelagem geométrica (CAD)				
2	Pré-Processamento (CAE)				
	•Criar a malha (Mesh)				
	•Definir Propriedades Físicas				
	•Impor as Condições de Contorno				
	•Impor os Carregamentos				
3	Processo de Solução (SOLVER)				
4	Pós-Processamento (CAE)				
	•Visualização de resultados				

Neste capítulo, será apresentado a técnica do MEF para achar a pressão de falha de um tubo (vaso de pressão) que contém defeitos de corrosão interagindo. Os programas utilizados são baseados nos recursos de modelagem geométrica, pré-processamento e pós-processamento nos programas comerciais (usou-se a

licença da PUC) *Solidworks*, *ANSYS Workbench* e *ANSYS Clasic (APDL)* como se mostra no Quadro 1.

Ressalta-se que, neste trabalho em particular, as maiores contribuições foram as análises da pressão de falha de dutos que contêm defeitos de corrosão interagindo. Para dutos com arranjos de defeitos de corrosão retangular, utilizou-se a malha estruturada e mais refinada nas colônias de defeitos de corrosão dos espécimes estudados com o objetivo de diminuir o tempo de simulação.

### 3.2

#### Modelagem Geométrica

Para a construção de um modelo geométrico computacional que represente o domínio envolvido, se faz necessário, como primeira etapa, o fornecimento dos dados com as medidas geométricas do modelo. Todos os modelos foram feitos com 1/2 modelo IDTS, sem os tampos, como se mostra a seguir na Figura 22. Pode-se observar na referida figura que foi feita a modelagem utilizando somente elementos sólidos. Para o desenho 3D da geometria do vaso de pressão, usou-se o *software CAD Solidworks* (formato \*.x\_t). Depois, esta geometria foi importada para o *software ANSYS Workbench* para o pré-processamento.

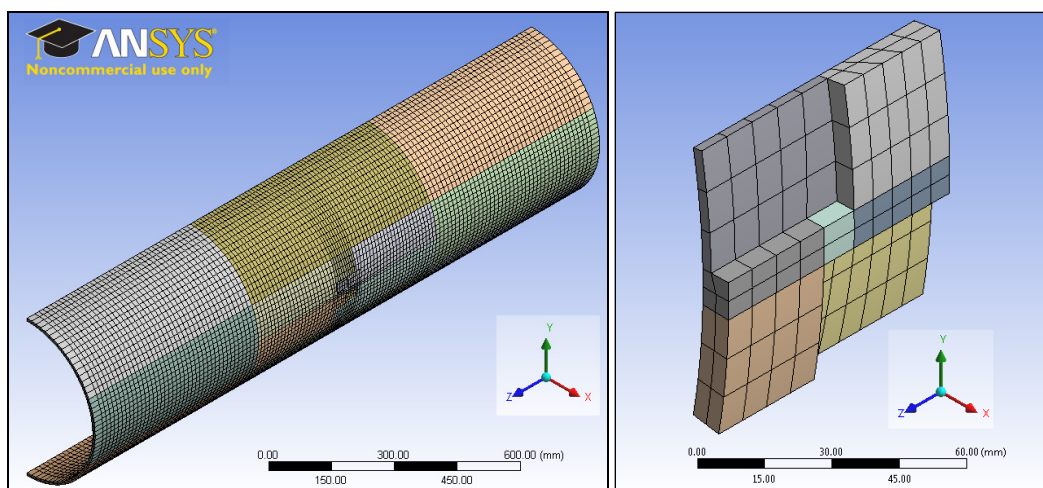


Figura 22: Modelagem geométrica de apenas 1/2 do vaso de pressão IDTS5.

Neste caso, os parâmetros necessários para a geração do defeito são mostrados na Figura 23, onde:  $L_1$  e  $L_2$  são os comprimentos na direção longitudinal dos defeitos;  $W_1$  e  $W_2$  são as larguras dos defeitos na direção circunferencial;  $d_1$  e  $d_2$

são as profundidades dos defeitos;  $t$  é a espessura da parede do tubo;  $c$  ou  $S_c$  é a largura circunferencial entre os defeitos; e  $s$  ou  $S_L$  é o comprimento longitudinal entre os defeitos.

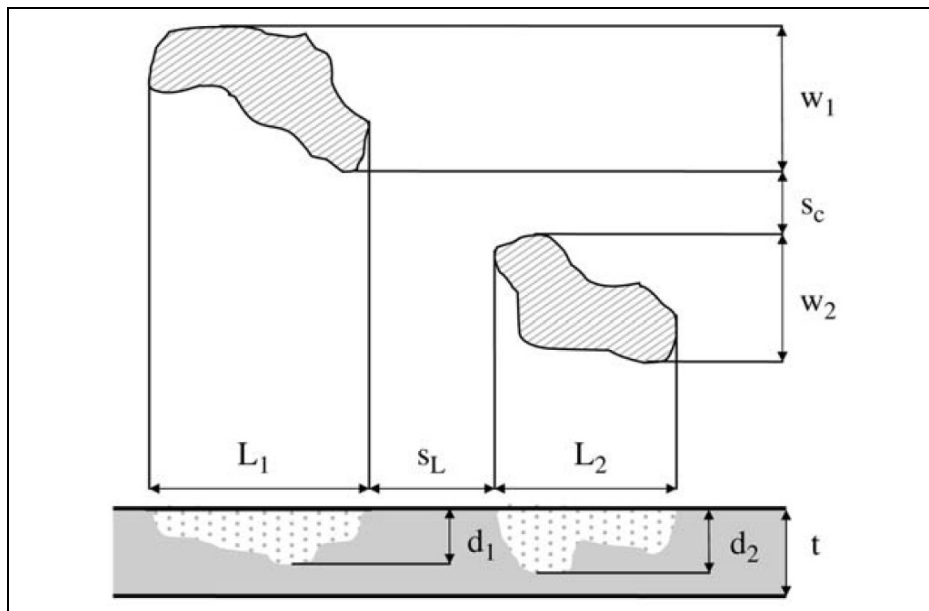


Figura 23: Parâmetros necessários para modelagem do defeito.

Na Tabela 1, mostra-se um resumo dos dados geométricos dos espécimes, que também foram utilizados no trabalho de Benjamin [1].

Tabela 1: Dimensões reais dos espécimes tubulares e dos defeitos usinados

ESPÉCIME	DIÂMETRO e ESPESSURA	L (mm)	W (mm)	d (mm)	s (mm)	c (mm)	Lg (mm)	Wg (mm)	(dg/t)
IDTS2	458.8 e 8.1	36.60	31.90	5.39	-	-	39.6	31.9	0.665
IDTS3		39.60	31.90	5.32	20.50	-31.90	99.7	31.9	0.657
IDTS4		39.60	32.00	5.62	-39.60	9.90	39.6	73.9	0.694
IDTS5		39.50	32.10	5.42	-9.50	10.00	69.5	74.2	0.669
IDTS6		39.60	32.20	5.39	20.50	9.60	99.7	115.8	0.665
IDTS7		39.50	31.90	5.26	20.40	10.00	99.4	73.8	0.649
IDTS8		459.4 e 8.0	40.05	32.00	3.75	-	-	40.05	32.00
IDTS9	40.05		32.15	3.85	-9.88	9.88	100.39	116.21	0.481
IDTS10	40.00		32.08	3.81	19.98	10.01	99.98	116.26	0.476
IDTS11	40.06		32.11	3.81	19.84	10.03	160.02	119.39	0.476
IDTS12	40.04		32.14	3.68	20.06	9.99	280.44	116.40	0.460

### 3.3

#### Malha de Elementos Finitos

É comum na análise numérica para a determinação do comportamento das tensões e deformações de dutos com defeitos de corrosão a utilização de elementos sólidos [11, 25], pois este tipo de elemento captura melhor a variação de tensão ao longo da espessura. Em alguns trabalhos publicados, no qual os pesquisadores investigaram o desempenho dos elementos sólidos em comparação com os elementos de casca [11, 12], os resultados mostraram que ambos os tipos de elementos foram capazes de representar bem os defeitos analisados. Mas os modelos com elementos sólidos forneceram resultados mais exatos e menos conservadores do que os elementos de casca. O tipo de elemento a ser adotado pode diferir em diversos aspectos, mas para a análise numérica, os itens mais significativos são a forma do elemento e sua ordem de interpolação, que se refere ao grau do polinômio que aparece nas funções de forma.

Neste trabalho, a representação geométrica do modelo é baseada em elementos sólidos. Entre os elementos sólidos disponíveis pela biblioteca do *software ANSYS 12*, que dispõe de uma família de elementos hexaédricos, pode-se destacar dois tipos de elementos hexaédricos que são mais utilizados: SOLID45, SOLID95. Na Figura 24 apresenta-se as principais características dos elementos SOLID45 e SOLID95 como são mostradas a seguir.

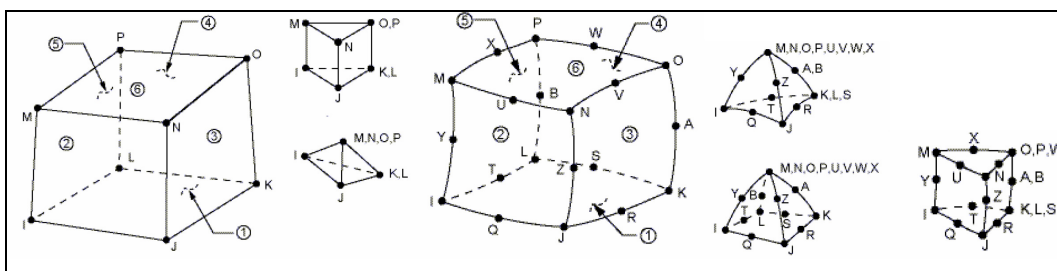


Figura 24: Tipo de elemento finito hexaédrico SOLID45 e SOLID95 [27]

- **Elemento Solid45:** É um elemento sólido tridimensional isoparamétrico com 8 nós, possui três graus de liberdade por nó (translações em  $U_x$ ,  $U_y$  e  $U_z$ ). Tem variante prismática, piramidal e tetraédrica. A sua função de forma (interpolação)

é tri-linear de 1ª ordem, logo, as deformações tendem a serem constantes ao longo do elemento. Isto pode resultar em uma representação pobre do comportamento de cisalhamento que pode ser melhorado utilizando funções de forma de ordem mais alta. O “solver” ANSYS utiliza uma malha de oito (2x2x2) pontos de integração de Gauss para este elemento.

- **Elemento Solid95:** É um elemento sólido tridimensional isoparamétrico com 20 nós, possui três graus de liberdade por nó (translações em  $U_x$ ,  $U_y$  e  $U_z$ ). Tem variante prismática, piramidal e tetraédrica. A sua função de forma (interpolação) é tri-quadrática de 2ª ordem, para representar as coordenadas e os deslocamentos. Assim, as deformações têm um comportamento linear dentro do elemento o que permite uma representação mais precisa do campo de deformações. O “solver” ANSYS utiliza uma malha de 14 pontos ou 8 pontos (2x2x2) de integração.

Normalmente as tensões e deformações são calculadas nos pontos de Gauss e extrapoladas para os pontos nodais usando as funções de forma. Assim, necessita-se de uma maior quantidade de elementos de ordem mais baixa (solid45) do que os de ordem mais alta (solid95). Trabalhos como os de Benjamin & Andrade (2003) [12] mostraram que o uso de elementos solid45 produzem resultados bastante satisfatórios.

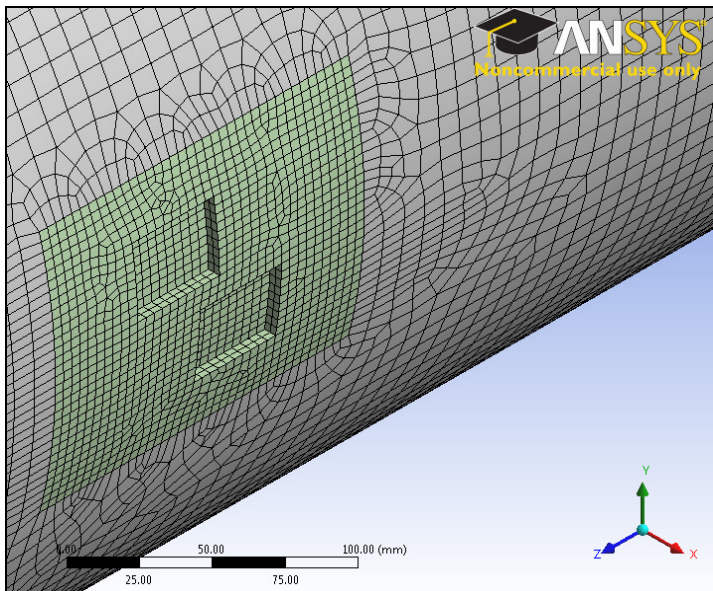


Figura 25: Transição com a malha não estruturada na região próxima do defeito.

Neste trabalho foi utilizado o seguinte esquema para a geração da malha de elementos finitos no modelo. Depois de feita, a geometria no *Solidworks* é

importada para o *ANSYS Workbench* onde é feita a malha. A região do defeito possui uma malha estruturada mais refinada de elementos hexaédricos (20 nós) do tipo *SOLID95*, este tipo de elemento foi escolhido após um estudo de convergência da solução feito com este elemento obtendo bons resultados. Em seguida tem-se uma transição com malha não estruturada de forma irregular na região de transição como apresentado na Figura 25, que vai ficando com uma densidade menor de elementos à medida que se afasta do defeito. Na Figura 26 é possível observar a transição da malha.

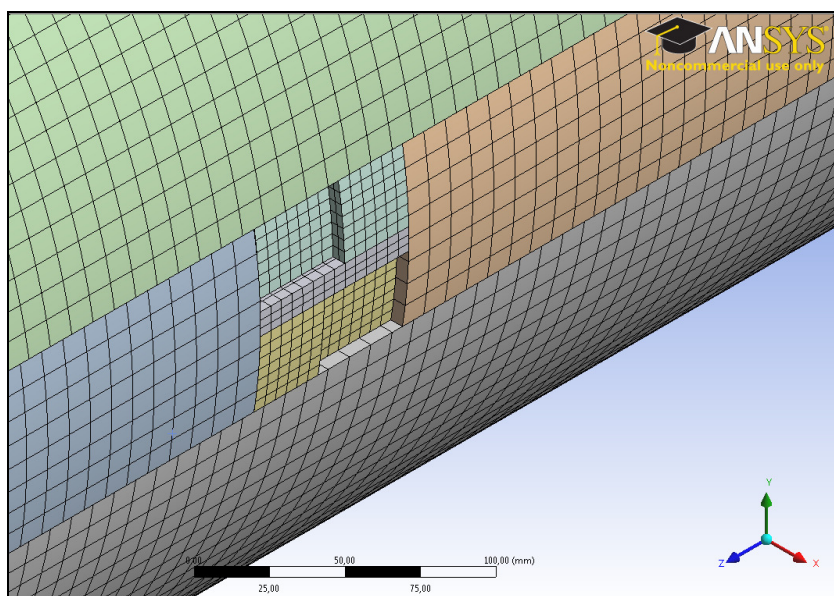


Figura 26: Transição com a malha estruturada na região próxima do defeito.

### 3.4

#### Condições de Contorno e Carregamentos

Depois de ter feito a malha no *ANSYS Workbench*, importa-se o modelo para o *ANSYS Clasic (APDL)*, onde são impostas as propriedades, as condições de contorno e os carregamentos para os elementos e/ou nós para o modelos IDTS em estudo.

Os dutos com defeitos de corrosão podem estar submetidos à diversos tipos de carregamentos e condições de contorno impostas nos modelos. O *software ANSYS* permite introduzir condições de contorno que podem ser impostas sobre as

entidades geométricas como linhas ou arestas, áreas ou volumes, que são posteriormente transferidas às entidades de malha automaticamente ou diretamente nas entidades de malha como elementos e nós.

Todos os modelos (IDTS) aqui estudados, incluindo os modelos com defeitos e sem defeito de corrosão, estão submetidos a um carregamento de pressão interna (PINTER), aplicada sempre perpendicularmente à superfície interna do duto, e à tensão longitudinal (ESFLONG) de tração aplicada na borda livre do modelo para simular a existência de uma tampa de fechamento, situação existente num ensaio de laboratório. Apresenta-se a seguir a tensão longitudinal segundo a equação (3.5.1), esta tensão é aplicada em cada seção das extremidades do duto.

$$ESFLONG = \left( \frac{D_i^2}{D^2 - D_i^2} \right) x(PINTER) \quad (3.5.1)$$

onde ESFLONG e PINTER, são a tensão longitudinal e a pressão interna respectivamente,  $D_i$  é o diâmetro interior do tubo, isto é  $D_i = D - 2.t$

Somente a metade do duto foi modelada e discretizada devido às condições de simetria geométricas e de carregamento, com as condições de contorno aplicadas de acordo com esta simetria, como apresenta-se na Figura 27. Considerou-se então como condição de contorno a simetria em toda a seção longitudinal do duto, possuindo restrição de deslocamentos na direção  $x$  ( $UX = 0$ ) e; na parte central do duto no plano  $z = 0$ , fixou-se um nó somente na posição  $y = -\frac{D}{2}$  como se mostra no detalhe da Figura 27. Para se evitar o movimento de corpo rígido, restringiu-se o deslocamento na direção  $y$  ( $UY = 0$ ) ao longo de uma linha geratriz do duto, neste caso a linha geratriz inferior em  $y = -\frac{D}{2}$  conforme a Figura 27.

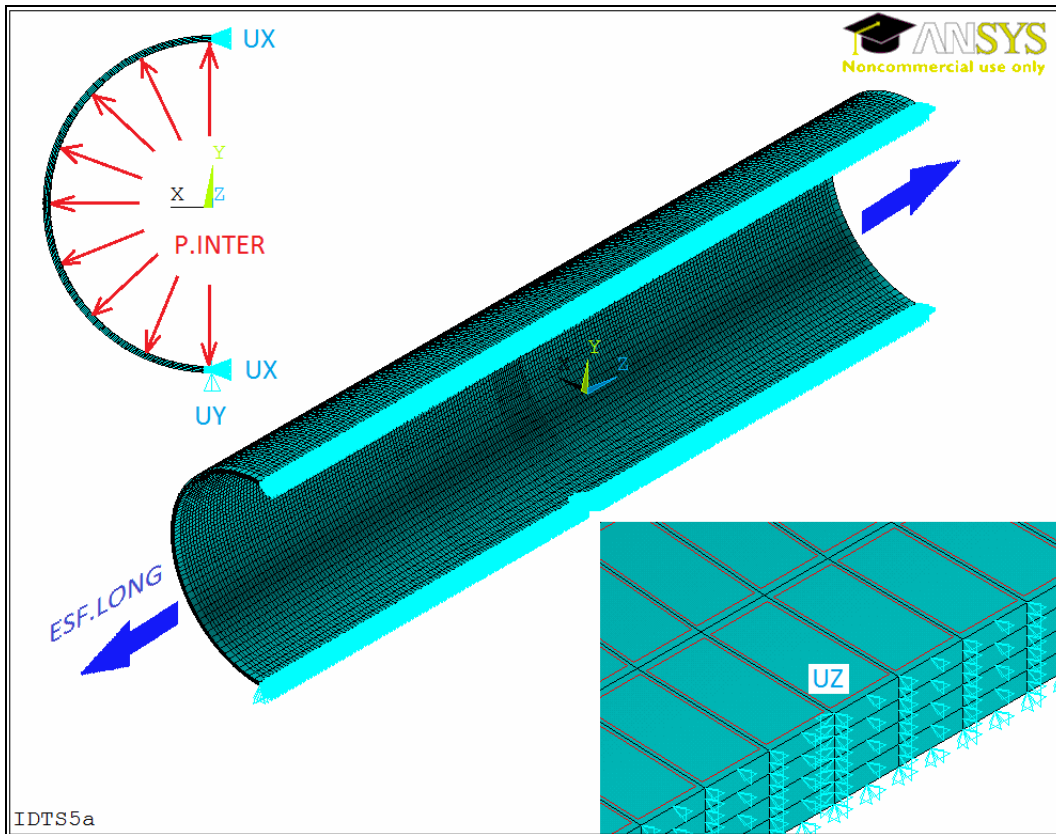


Figura 27: Condições de contorno e carregamento impostos no duto.

Observe-se que a simetria com a metade do tubo, introduz-se um defeito na porção simétrica conforme se mostra na Figura 28; mais isto não tem influência, nos resultados da simulações deste trabalho.

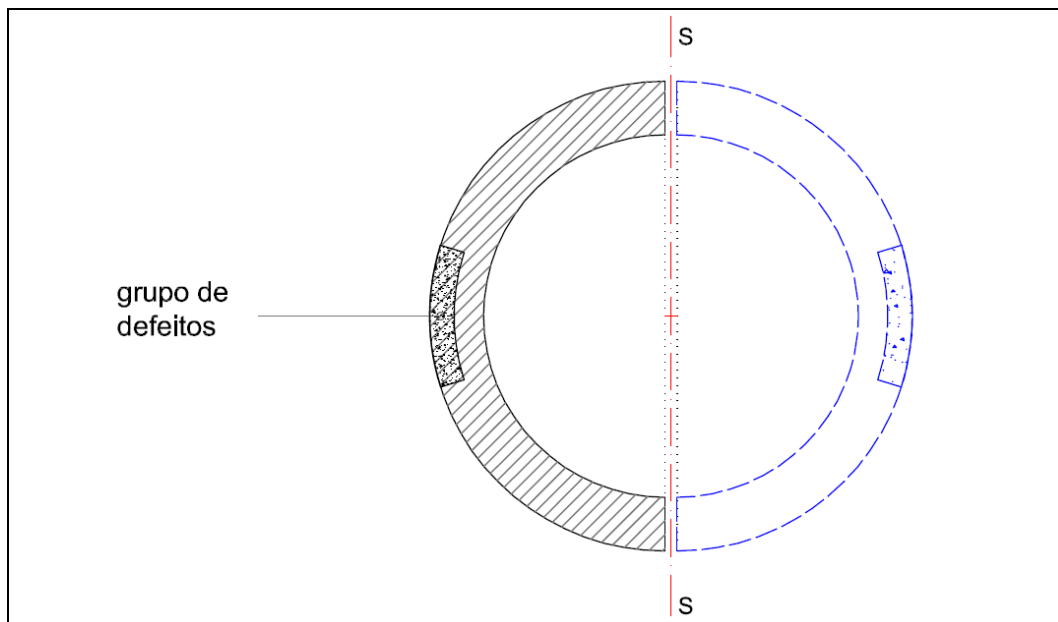


Figura 28: Condição de simetria para os espécimes IDTS.



### 3.5

#### Material e suas Propriedades

Uma dos pontos importantes para a realização de uma análise numérica é a colocação das características do material da estrutura a ser analisada. Os dutos estudados neste trabalho são de aço API 5L X80 [1]. Os aços, bem como boa parte dos materiais empregados em estruturas, apresentam um comportamento linear-elástico para baixos níveis de tensão. A partir do momento em que o nível de tensão ultrapassar o limite de elástico, o material deixa esse comportamento e passa a apresentar uma relação tensão-deformação não-linear, isto é, ocorre uma não-linearidade física ou do material [1, 27]. O resultado disso é que ao ser submetido a um carregamento em que ocorreu a plastificação da estrutura, após a remoção deste carregamento, a estrutura não volta mais à forma inicial (dimensões), pois apresenta agora algumas deformações plásticas permanentes.

Ao se realizar uma análise com não-linearidade geométrica por elementos finitos, trabalha-se com grandes deformações e grandes deslocamentos. Diante disso, é importante usar os dados da relação tensão-deformação em termos dos seus valores verdadeiros. Assim, para a construção da curva tensão-deformação verdadeira é necessário a transformação dos valores de engenharia (medidos na configuração indeformada), obtidos a partir de dados experimentais de ensaio de tração em corpos de prova, para valores verdadeiros (medidos na configuração deformada).

Para a simulação numérica, foi empregado o aço API 5L-X80 como material para os dutos analisados por Benjamin [8]. Adotou-se para este aço um comportamento elasto-plástico com endurecimento isotrópico e adotou-se como critério de escoamento o critério de von Mises. É apresentada na Figura 29 a curva tensão verdadeira versus deformação verdadeira do material de aço API 5L-X80 (para os três dutos usados nesta dissertação) empregada neste trabalho, construída a partir da equação de *Ramberg-Osgood*. Esta equação foi empregada no trabalho realizado por Benjamin [28]. A expressão da equação segue a baixo:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_r}{E} + K_o \left( \frac{\sigma_r}{S_{ur}} \right)^N \quad (3.5.2)$$

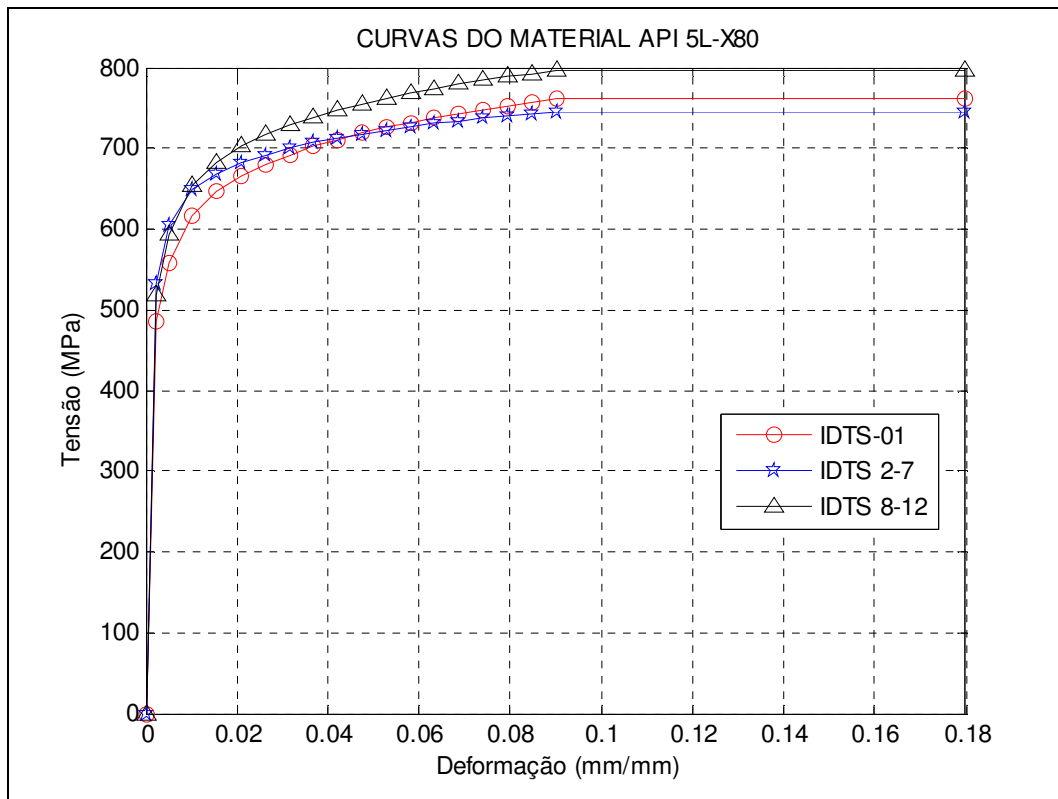


Figura 29: Tensão verdadeira versus deformação verdadeira (API 5L - X80)

onde:  $\varepsilon_r$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_{ur}$ , correspondem à deformação verdadeira, tensão verdadeira e o limite de resistência à tração verdadeira do material, respectivamente;  $K_o$  e  $N$  são constantes que se obtém do ajuste da equação (3.5.2).

Tabela 2: Dados do aço API 5L-X80.

API 5L - X80	E (GPa)	$\nu$	Sy (MPa)	Su (MPa)	Syr (MPa)	Sur (MPa)
IDTS 1*	200	0.3	556	698	559	761
IDTS 2-7	200	0.3	601	684	604	746
IDTS 8-12	200	0.3	589	731	592	797

\* Vaso de pressão sem defeito

Os dados importantes do material são o módulo de elasticidade  $E = 200\text{GPa}$ , o coeficiente de Poisson  $\nu = 0.3$ , o limite de escoamento  $S_y$ , o limite elástico  $S_{EL} = S_y - 70\text{MPa}$ , a deformação  $\varepsilon_y$  correspondente ao limite de escoamento e o limite de resistência à tração verdadeiro  $S_{ur}$ . A Tabela 2 mostra os dados reais dos ensaios de tração uniaxial que foram utilizados para determinar as

propriedades dos materiais (tensão e deformação de engenharia) [1]. Depois foram determinados os valores de tensão verdadeira e deformação verdadeira para serem utilizados na análise numérica para cada grupo de modelos IDTS. Para o cálculo das tensões-deformações verdadeiras foram utilizadas as seguintes equações [29],:

$$\sigma_r = \sigma (1 + \varepsilon) \quad (3.5.3)$$

$$\varepsilon_r = \ln(1 + \varepsilon) \quad (3.5.4)$$

onde,  $\sigma_r$  e  $\sigma$  são a tensão verdadeira e a tensão de engenharia respectivamente;  $\varepsilon_r$  é a deformação específica verdadeira;  $\varepsilon$  é a deformação específica de engenharia.

Tabela 3: Dados do aço API 5L-X80.

Ponto N°	Deformação ( $\mu\varepsilon \times 10^2$ )	IDTS-01 (MPa)	IDTS 2-7 (MPa)	IDTS 8-12 (MPa)
1	0	0	0	0
2	24	486	531	519
<b>3</b>	<b>50</b>	<b>559</b>	<b>604</b>	<b>592</b>
4	103	617	648	653
5	156	646	669	682
6	209	666	682	702
7	263	680	692	717
8	316	692	700	729
9	369	702	707	739
10	422	711	713	747
11	475	719	718	755
12	528	726	723	762
13	581	732	727	768
14	634	738	730	774
15	688	743	734	779
16	741	748	737	784
17	794	752	740	789
18	847	757	743	793
19	900	761	746	797
<b>20</b>	<b>1800</b>	<b>761</b>	<b>746</b>	<b>797</b>

A Tabela 3 mostra os dados de tensão verdadeira versus deformação verdadeira utilizados no modelo numérico para cada grupo de tubos IDTS.

Estas equações (3.5.3) e (3.5.4) são válidas até o início da estricção, ou carga máxima no ensaio uniaxial de tração e para volume constante no

espécime. Para se obter a tensão verdadeira que ainda está aumentando após a estrição, deve-se medir a área da seção. No entanto, este aumento de tensão não representa uma maior resistência da estrutura como um todo. Devido à redução de área no ensaio de tração uniaxial, a carga máxima suportada está diminuindo a partir da estrição.

Para um aço API 5L-X80, o início da estrição está perto de 9% da deformação específica, ou carga máxima no ensaio uniaxial de tração. Os 19 primeiros pontos da Tabela 3 foram usados para a construção da curva verdadeira do aço. A partir de 9% da deformação a tensão teve um incremento mínimo fazendo-se, a curva quase paralela ao eixo da deformação, entre 9% e 18% como se mostra na Figura 29. Esta consideração é muito importante para os critérios de falha e convergência do método iterativo de Newton-Rapson, como apresenta-se nas seções seguintes.

Os modelos aqui estudados apresentam um comportamento não-linear por causa de dois fatores, a não-linearidade geométrica (grandes rotações e/ou deslocamentos) e a não-linearidade física (ou do material). A não-linearidade geométrica é resultante geralmente da influência de grandes deformações e grandes deslocamentos sofridas pela estrutura. Para os modelos analisados neste trabalho foi considerado este efeito, ativado através do comando “NLGEOM, ON” do ANSYS. Já a não-linearidade física é uma propriedade intrínseca do material que resulta em uma relação não-linear entre tensão e deformação como se apresentou acima nesta seção.

Estas não-linearidades fazem a matriz de rigidez da estrutura modificar-se à medida que a estrutura se deforma. Desta forma, quando estes efeitos estão presentes, a solução do problema deve ser obtida por métodos incrementais e iterativos como o método de Newton-Raphson (NRM). O NRM resumidamente consiste em: antes de cada solução, o método avalia o vetor de resíduos ou forças não-equilibradas (“out-of-balance load vector”) que é a diferença entre as forças internas (cargas correspondentes às tensões nos elementos) e as cargas externas aplicadas. O método obtém uma solução linear, usando o vetor de forças não-equilibradas e em seguida verifica o critério de convergência. Caso o critério não seja atingido, o vetor de forças não-equilibradas é avaliado novamente, a matriz de rigidez é atualizada e uma nova solução é obtida. Este processo iterativo

continua até que o problema atinja algum critério de convergência. Para maiores detalhes, consultar [1, 27].

### 3.6

#### Considerações Sobre os Incrementos de Carga Utilizados

Em uma análise não-linear, além da convergência e precisão de resultados decorrentes da malha utilizada, deve-se considerar a convergência do método de solução utilizado através dos incrementos de carga. Para obter convergência e resultados mais exatos, os incrementos de carga aplicados na análise de elementos finitos devem variar, dependendo da zona atingida: elástica, elasto-plástica ou plástica [11, 25].

Em relação à não-linearidade física, até o início do escoamento os aços utilizados apresentam um comportamento linear. Nesta situação o incremento da pressão pode ser grande ou mesmo único, até que o primeiro elemento escoe. No decorrer da análise elasto-plástica, o incremento de carga ótimo tende a diminuir, porque a cada incremento mais elementos plastificam, ocorrendo também grande aumento das deformações plásticas.

O trabalho de Bin Fu e Mike Kirkwod [30] recomenda incrementos da ordem de  $10^{-5}$  da pressão total aplicada (por exemplo, para uma pressão interna de  $20MPa$  tem-se incrementos da ordem  $2 \times 10^{-4} MPa$ ). Este incremento, por ser pequeno, é recomendado para pressões próximas da ruptura, sendo desnecessário no começo da análise.

O trabalho de Diniz [11] decidiu por limitar a deformação em  $250 \mu\epsilon$  por incremento para a região de deformações plásticas. Depois das análises que ele fez, recomenda-se incrementos de pressão de  $10^{-3} MPa$  para esta região. Para as regiões, de transição e elástica em  $0.1 MPa$  e  $2 MPa$  respectivamente.

Neste trabalho o processo de iterações não-lineares continua até que a convergência estabelecida seja atingida. Pode-se definir valores de convergência no ANSYS para força, deslocamento, rotações ou combinações deles, com a possibilidade de cada um assumir valores diferentes. O critério aqui utilizado foi o

baseado nos valores de forças ( $F$ ), através do comando *CNVTOL, F, , 0.001,2,1*, onde  $F$  é força,  $0.001MPa$  é o valor da tolerância,  $2$  é o tipo de norma a ser utilizado, neste caso norma euclidiana  $L2$  e  $1$  o valor mínimo permitido para o programa calcular o valor de referência da força.

Além disto, também limitou-se em  $500$  o número máximo de iterações de equilíbrio dentro de cada “substep” durante a análise (comando *NEQIT, 500*). Assim, o critério de convergência é atingido quando as forças não-equilibradas forem menor ou igual a  $0,001$  dentro do número máximo de iterações definido. Se isto não ocorrer, então é realizada uma correção (redução) no valor do incremento de carga ( $\Delta p_i$ ) em  $50\%$  conforme mencionado anteriormente.

### 3.7

#### **Considerações Sobre o Critério de Ruptura e sua Relação com a Falha Numérica**

Conforme mencionado anteriormente, usou-se neste trabalho a formulação do método dos elementos finitos, que é baseada na mecânica do contínuo. Por esta razão, faz-se necessário definir um critério para detectar o valor de pressão no qual ocorre à falha ou ruptura no duto [1, 27].

O critério de ruptura utilizado em elementos finitos por Bin Fu e Mike Kirkwod [30] considera que a falha ocorre no instante em que todos os elementos localizados em qualquer linha na espessura atingem o valor da resistência a tração verdadeira ( $\sigma_{ur}$ ) do material ( $\sigma_{VM} = \sigma_{ur}$ ), onde ( $\sigma_{VM}$ ) é tensão de von Mises.

No trabalho de Cabral [25] o critério utilizado para a falha dos modelos analisados estabelece a interrupção da análise no momento em que todos os elementos ao longo da camada na região mais solicitada atingem a resistência à tração verdadeira do material ( $\sigma_{ur}$ ).

Neste trabalho o critério utilizado para a falha ou ruptura para os modelos numéricos via FEM analisados foi estabelecido da mesma forma que Diniz J.L.C [11], segundo os critérios a seguir:

1. Quando o primeiro elemento atingir o valor da resistência a tração verdadeira ( $\sigma_{VM} = \sigma_{ur}$ ) do material.
2. Quando todos os elementos ao longo da espessura em qualquer região do defeito atingem o valor do limite de ruptura verdadeira do material ( $\sigma_{VM} = \sigma_{ur}$ ), ocorrendo a instabilidade numérica devida ao colapso plástico.

A avaliação da pressão de ruptura de dutos corroídos sujeitos aos vários tipos de carregamentos pode ser calculada através de uma análise numérica não-linear. Como já foi descrito anteriormente, em uma análise linear, o método dos elementos finitos (MEF) calcula a solução do sistema de equações matriciais  $[K][u]=[F]$  através de métodos diretos ou iterativos [1,27].

Já para o caso da análise não-linear, onde na estimativa da pressão de ruptura de dutos estão envolvidos grandes deformações e não linearidades de material, o sistema de equações passa a ser resolvido por incrementos, ou seja,  $[K][\Delta u] = [\Delta F]$ . Isso se deve ao fato de  $[K]$  não mais ser constante, ou seja, ser função apenas das propriedades elásticas do material, passando a depender do estado atual e da história de deformação do material [1, 11, 27]. Assim esse efeito não-linear acaba se espalhando pelo domínio à medida que mais pontos atingem o limite elástico.

Também para realizar a análise não-linear no *ANSYS*, este trabalho empregou o recurso: “*Automatic Time Step*” em “*on*” ligado, com o comando *AUTOTS,ON*. “*Automatic Time Step*” é um recurso em que os carregamentos aplicados são automaticamente determinados pelo programa de análise em função da resposta do estado atual da análise [25]. Isto significa que o carregamento do passo atual estará sempre sujeito a possíveis ajustes (bisseções ou duplicações). Ele tem como característica um esquema automático de forma a garantir que a variação do incremento de carga não seja nem muito grande e nem muito conservador. Assim um cálculo que estima o valor do próximo incremento de carga é feito baseado em fatores como: número de iterações usadas no último incremento de carga (se excedeu o número máximo permitido); presença de algum elemento distorcido; e tamanho do incremento de deformação plástica [27].