

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS - UFAL  
CENTRO DE TECNOLOGIA - CTEC  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL - PPGEC

**ANÁLISE NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA AO COLAPSO EM  
TUBULARES DE REVESTIMENTO DE POÇOS DOTADOS DE  
IMPERFEIÇÕES DE MANUFATURA E DESGASTE**

GUSTAVO TEIXEIRA DA SILVA

MACEIÓ - ALAGOAS  
2020

GUSTAVO TEIXEIRA DA SILVA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA AO COLAPSO EM  
TUBULARES DE REVESTIMENTO DE POÇOS DOTADOS DE  
IMPERFEIÇÕES DE MANUFATURA E DESGASTE**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Alagoas - PPGEC/UFAL, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil na área de concentração Estruturas.

MACEIÓ - ALAGOAS

2020

GUSTAVO TEIXEIRA DA SILVA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA AO COLAPSO EM  
TUBULARES DE REVESTIMENTO DE POÇOS DOTADOS DE  
IMPERFEIÇÕES DE MANUFATURA E DESGASTE**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Alagoas - PPGEC/UFAL, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de concentração Estruturas.

Maceió - Alagoas, 22 de dezembro de 2020

**Prof. Eduardo Toledo de Lima Junior (CTEC/UFAL)**

Dr. pela Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil  
(Orientador)

**BANCA EXAMINADORA**

**Prof. Eduardo Nobre Lages (CTEC/UFAL)**

Dr. pela Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil  
(Avaliador Interno)

**Pesquisador Emílio César Cavalcante Melo da Silva (CENPES/PETROBRAS)**

Dr. pelo Instituto de Tecnologia de Massachusetts, Massachusetts, Estados Unidos  
(Avaliador Externo)

**Catálogo na Fonte**  
**Universidade Federal de Alagoas**  
**Biblioteca Central**  
**Divisão de Tratamento Técnico**

Bibliotecário: Marcelino de Carvalho Freitas Neto – CRB-4 – 1767

---

S586a Silva, Gustavo Teixeira da.

Análise numérica da resistência ao colapso em tubulares de revestimento de poços dotados de imperfeições de manufatura e desgaste / Gustavo Teixeira da Silva. - 2020.

122 f. : il.

Orientador: Eduardo Toledo de Lima Junior.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Alagoas. Centro de Tecnologia. Maceió, 2021.

Bibliografia: f. 119-122.

1. Poços de petróleo - Tubulação - Revestimentos. 2. Manufatura de tubos revestidos. 3. Integridade estrutural. I. Título.

CDU: 621.774.5

---

*Dedico esta dissertação, primeiramente, ao nosso poderoso Deus, aos meus queridos pais, as minhas irmãs, a toda minha família, ao Amor da minha vida e aos grandes amigos sempre presentes, pelo apoio integral e incondicional neste momento importante e ímpar em minha vida.*

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer, em primeiro lugar, a Deus, nosso criador, pelo dom da vida, pela oportunidade que me é dada de estudar e aprender cada vez mais, e por todas as conquistas que vêm se concretizando em minha vida.

Agradeço a toda minha família, em especial meu pai, Eraldo, minha mãe, Gilma, minhas irmãs Jordana, Andressa e Nina, aos meus avós, José (*in memoriam*) e Carmozina, a todos os tios presentes, em especial a tia Jailma, pela força e incentivo nas horas que mais necessitei.

Gratidão à minha namorada e amor da minha vida, Millene, pelo carinho e amor oferecidos a mim ao longo destes anos juntos, sempre me fortalecendo nas horas mais adversas.

Toda gratidão aos amigos, recentes e de longa data, em especial aos meus caros irmãos, Thauã, Tomas, Adailton, Rodrigo, Edson, Vitor, Davi, Jonanthans, Kelvis, tio Claudeci, Danielly, Daniel, Pedro, Neto, Renerson, Alex, Anderson, Rerison e seu Edvaldo. Aos companheiros de pós-graduação, Adaías, Raimundo, Kledson e Isidoro. Aos meus primos queridos, Jorge e Cleiton. Aos participativos colegas de mestrado, João Paulo Correia, Ane, Teófanos, João Marcos, Andressa, Mariana, Jayne, Paulo, Samara, João Paulo Lessa e Iva. Aos amigos de trabalho, Marcos, Roberto, Antônio, Marcão, Everton, Carlos, Daniel, Rose e Francisco.

Enorme gratidão a todos que fazem o Laboratório de Computação Científica e Visualização da Universidade Federal de Alagoas - LCCV/UFAL, pela infraestrutura disponibilizada, à Fundação Universitária de Desenvolvimento de Extensão e Pesquisa - FUNDEPES, pelo apoio administrativo, e à PETROBRAS, pelo suporte financeiro concedido aos projetos de pesquisa, desenvolvimento e inovação identificados pelos números ANP 20401-6 e 20601-1.

Agradeço aos grandes mestres que compartilharam seu conhecimento comigo, como os professores Dr. Roberto Alécio, Dr. Severino Marques, Dr. Eduardo Nobre e Dr. William Lira.

Imensa gratidão ao orientador deste trabalho, o querido professor Dr. Eduardo Toledo de Lima Junior. Agradeço-lhe enormemente pela sua paciência e dedicação para que pudéssemos desenvolver conjuntamente este trabalho.

Um forte agradecimento em especial ao professor e grande parceiro Me. Lucas Pereira de Gouveia, por seus preciosos ensinamentos, pelas longas e promissoras discussões madrugada afora e por todo empenho e paciência em sanar minhas dúvidas, muito obrigado, de coração.

*“[...] A vida é a arte do encontro, embora haja tanto desencontro pela vida...”*

(Samba da Benção - Vinícius de Moraes)

*“É melhor atirar-se à luta em busca de dias melhores, mesmo correndo o risco de perder tudo, do que permanecer estático, como os pobres de espírito, que não lutam, mas também não vencem, que não conhecem a dor da derrota, nem a glória de ressurgir dos escombros. Esses pobres de espírito, ao final de sua jornada na terra não agradecem a Deus por terem vivido, mas se desculpam perante Ele, por terem apenas passado pela vida.”*

(Bob Marley)

## RESUMO

SILVA, G. T. **Análise Numérica da Resistência ao Colapso em Tubulares de Revestimento de Poços Dotados de Imperfeições de Manufatura e Desgaste**. 2020. 122p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil na Área de Concentração Estruturas) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Alagoas, Maceió - Alagoas.

Sistemas de revestimento de poços de óleo e gás consistem em elementos tubulares instalados ao longo da profundidade, proporcionando estabilidade e estanqueidade, devendo atender às rigorosas premissas de integridade estrutural, principalmente em se tratando de cenários *offshore*. Diante disto, alguns eventos podem expor o revestimento a elevados diferenciais de pressão, conduzindo o tubular à falha sob pressão externa, denominada colapso. Imperfeições associadas aos processos de fabricação de tubulares de revestimento, tais como excentricidade, ovalização da seção transversal e a tensão residual do aço, podem ter significativa influência no mecanismo de falha por colapso. Além destes, verifica-se a presença do desgaste em poços executados, causado predominantemente pelo contato da coluna de perfuração com a parede interna do revestimento. Em muitos casos, estas imperfeições podem levar à redução considerável da resistência ao colapso, especialmente em tubos de parede delgada, cujo mecanismo de falha está associado à instabilidade geométrica provocada pela elevada esbelteza transversal. Já os tubos de seção robusta, estes tendem a falhar sob níveis de tensão próximos ao limite de escoamento ou limite de resistência à tração do material. Este trabalho apresenta uma análise numérica da perda de resistência ao colapso de tubulares imperfeitos e desgastados internamente, admitindo-se o estado plano de deformação, em regime física e geometricamente não linear. O método dos elementos finitos é empregado na análise e verificação da pressão de colapso dos tubos, com o uso do *software* ABAQUS®. O comportamento mecânico do aço é descrito pelo modelo constitutivo elastoplástico com endurecimento não linear fornecido pelo código ASME BPVC (2015). A validação dos modelos de elementos finitos é realizada com base nas respostas obtidas pelas formulações e resultados experimentais propostos por Clinedinst et al. (1939), Klever e Tamano (2006) e Moreira Junior (2012), para tubos perfeitos ou com imperfeições de manufatura e desgaste. A consideração do desgaste interno é feita pela remoção de material da seção em zonas com forma de canaleta (*groove wear*) ou ainda por dados obtidos de perfilagem, baseados em medições reais da parede interna de revestimentos. Apresentam-se estudos paramétricos para avaliação da influência dos parâmetros de esbelteza, desgaste e imperfeições na pressão resistente de colapso dos tubulares. Diante dos resultados deste trabalho constata-se que a presença de imperfeições de manufatura, a depender de seus níveis, promove perdas consideráveis de resistência ao colapso, sendo a ovalização a que provoca efeitos mais pronunciados. Quanto aos espécimes desgastados, nota-se a influência da profundidade do desgaste, dos diâmetros das *tool joints* que produzem as canaletas e suas referidas posições angulares, enquanto que para tubulares perfilados, verifica-se que além da profundidade do desgaste a sua extensão ao longo da parede interna pode implicar na diminuição significativa das pressões de colapso.

**Palavras-chave:** *Colapso de Revestimentos, Imperfeições de Manufatura, Desgaste, Instabilidade, Método dos Elementos Finitos.*

## ABSTRACT

SILVA, G. T. **Numerical Analysis of Collapse Strength in Well Casing Tubulars with Manufacturing and Wear Imperfections**. 2020. 122p. Dissertation (Master in Civil Engineering in the Structures Concentration Area) – Postgraduate Program in Civil Engineering, Federal University of Alagoas, Maceió - Alagoas.

Casing systems for oil and gas wells consist of tubular elements installed along the depth, providing stability and tightness, and must meet the strict premises of structural integrity, especially in the case of offshore scenarios. Given this, some events may expose the casing to high differentials. pressure, leading the tubular to failure under external pressure, called collapse. Imperfections associated with casing tubular manufacturing processes, such as eccentricity, ovality of the cross section, and the residual stress of the steel, can have a significant influence on the failure mechanism by collapse. In addition to these, there is the presence of wear in wells performed, caused predominantly by the contact of the drilling column with the inner wall of the casing. In many cases, these imperfections can lead to a considerable reduction in the collapse strength, especially in thin-walled tubes, whose failure mechanism is associated with geometric instability caused by high transverse slenderness. Robust section tubes tend to fail under stress levels near to the yield limit or material tensile strength limit. This work presents a numerical analysis of the collapse strength of imperfect and internally worn tubulars, admitting the deformation plane state, in a physically and geometrically nonlinear regime. The finite element method is used in the analysis and verification of the collapse pressure of the tubes, as used by ABAQUS® software. The mechanical behavior of steel is described by the constitutive elastoplastic model with nonlinear hardening provided by the ASME BPVC (2015). Evaluation of finite element models is performed based on the responses obtained by the formulations and experimental results proposed by Clinedinst et al. (1939), Klever e Tamano (2006), and Moreira Junior (2012), for perfect tubes or with manufacturing and wear imperfections. The consideration of internal wear is made by removing material from the section in groove wear zones or by data obtained from profiling, based on real measurements of the internal wall of the casing. Parametric studies are presented to assess the influence of slenderness, wear, and imperfection parameters on the collapse strength. From the results obtained, it appears that the presence of manufacturing imperfections, depending on their levels, promotes considerable reduction of collapse strength, the most pronounced of which being ovality. Regarding the worn specimens, it is noted the influence of parameters such as wear depth, diameter of the tool joint that produces the groove, and their angular positions. In the case of profiled tubulars, it is verified that in addition to the depth of wear, its extension along the inner wall can imply a considerable decrease in collapse pressure.

**Keywords:** *Casing Collapse, Manufacturing Imperfections, Wear, Instability, Finite Element Method.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – (a) Arranjo do sistema de produção e (b) poço produtor de óleo e gás <i>offshore</i> . . . . .	21
Figura 1.2 – Tubo de revestimento submetido à falha por colapso. . . . .	22
Figura 1.3 – Contato entre a coluna de perfuração e o revestimento do poço. . . . .	24
Figura 2.1 – Tensões ao longo da espessura da parede de tubulares. . . . .	29
Figura 2.2 – (a) Vista do tubular e (b) corte expondo os carregamentos de pressão. . . . .	30
Figura 2.3 – Tensões ao longo da parede de tubos delgados. . . . .	32
Figura 2.4 – Estrutura cilíndrica submetida ao estado plano de deformação. . . . .	33
Figura 2.5 – Tipos de não linearidades presentes em problemas de engenharia estrutural. . . . .	34
Figura 2.6 – (a) Conexão em corte e (b) simulação 2D de resistência. . . . .	34
Figura 2.7 – Curva tensão-deformação típica para materiais tipicamente dúcteis. . . . .	35
Figura 2.8 – Variação da rigidez de uma estrutura após o limite de proporcionalidade. . . . .	36
Figura 2.9 – Curvas constitutivas tensão-deformação verdadeira e de engenharia. . . . .	37
Figura 2.10–Curva tensão-deformação verdadeira segundo o código ASME BPVC (2015). . . . .	40
Figura 2.11–Diagrama tensão-deformação com porções elástica e plástica. . . . .	41
Figura 2.12–Curvas tensão-deformação para materiais com comportamento plástico. . . . .	42
Figura 2.13–(a) Configurações indeformada e (b) deformada para uma coluna. . . . .	43
Figura 2.14–Barra submetida à ação de uma mola torcional. . . . .	45
Figura 2.15–Respostas dos regimes linear e não linear geométrico para o referido exemplo. . . . .	46
Figura 2.16–Curva carregamento <i>versus</i> deslocamento e trajetórias de instabilidade. . . . .	48
Figura 2.17–Flambagem de colunas associada às suas tensões. . . . .	49
Figura 2.18–Colapso de tubulares e seus níveis de tensão no diagrama tensão-deformação. . . . .	50
Figura 2.19–Assimetrias responsáveis pela flambagem ou colapso, respectivamente. . . . .	52
Figura 2.20–Fluxograma do processo de fabricação de tubulares de revestimento. . . . .	53
Figura 2.21–Sistema de revestimento típico de um poço. . . . .	55
Figura 2.22–(a) Representação da seção do tubo ovalizado e (b) ovalizado na ponta. . . . .	56
Figura 2.23–Representação da seção de um tubular excêntrico. . . . .	57
Figura 2.24–Esquema que delimita os intervalos para os quatro regimes de colapso. . . . .	59
Figura 2.25–Regimes de colapso indicados para um tubo API de grau P110. . . . .	61
Figura 2.26–Resistências última e de projeto de acordo com Klever e Tamano (2006). . . . .	64
Figura 2.27–Visualização do perfil de um típico poço direcional. . . . .	65
Figura 2.28–Contato entre a coluna de perfuração e revestimento e forma de desgaste. . . . .	65
Figura 2.29–(a) Desgaste modelado por Sakakibara (2008) e (b) Kuriyama et al. (1992). . . . .	66
Figura 2.30–(a) Modelo experimental e (b) numérico propostos por Moreira Junior (2012). . . . .	68
Figura 2.31–Forma de desgaste interno do tubular a ser ensaiado. . . . .	68
Figura 2.32–Ilustração dos componentes utilizados no ensaio de desgaste por abrasão. . . . .	69
Figura 2.33–Ferramenta de perfilagem de seções de revestimentos. . . . .	70

Figura 2.34–Gráfico dos desgastes máximos $w$ em função da profundidade $MD$ . . . . .	70
Figura 3.1 – Etapas de pré, processamento e pós-processamento via ABAQUS®. . . . .	72
Figura 3.2 – Processo de execução e obtenção de resultados segundo o ABAQUS®. . . . .	73
Figura 3.3 – Aspecto do arquivo .json utilizado nas modelagens. . . . .	74
Figura 3.4 – (a) Propriedades elásticas e (b) de plasticidade inseridas via <i>script</i> ABAQUS®. . . . .	75
Figura 3.5 – Ensaio de colapso de tubulares de revestimento em câmara hiperbárica. . . . .	76
Figura 3.6 – Exemplo de restrição de acoplamento distribuído. . . . .	76
Figura 3.7 – Ponto de referência no centro do tubular e seu acoplamento. . . . .	77
Figura 3.8 – Carregamento de pressão externa aplicado ao modelo. . . . .	77
Figura 3.9 – Elementos em estado plano de deformação quadrilateral (a) CPE8R e (b) CPE8. . . . .	78
Figura 3.10–Processo de colapso em tubos perfeitos. . . . .	80
Figura 3.11–Processo de colapso em um tubular dotado de imperfeições. . . . .	81
Figura 3.12–Representação das iterações do método numérico de <i>Riks</i> . . . . .	82
Figura 3.13–Carregamento de um sistema com resposta instável. . . . .	83
Figura 3.14–Curva carregamento <i>versus</i> deslocamento. . . . .	83
Figura 4.1 – Formas inicial e <i>frame</i> do primeiro modo de falha do tubular espesso. . . . .	85
Figura 4.2 – Formas inicial e <i>frame</i> do primeiro modo de falha do tubo. . . . .	86
Figura 4.3 – Curvas de resistência ao colapso <i>versus</i> esbelteza para tubos perfeitos. . . . .	86
Figura 4.4 – Detalhe das curvas de resistência ao colapso <i>versus</i> esbelteza para tubos perfeitos. . . . .	87
Figura 4.5 – Estudo de sensibilidade de malha para a Solução por Análise Não Linear. . . . .	88
Figura 4.6 – Curva de perturbação de modelos perfeitos pela inserção de ovalização. . . . .	88
Figura 4.7 – Formas inicial e <i>frame</i> de falha do tubular espesso. . . . .	89
Figura 4.8 – Formas inicial e <i>frame</i> de falha do tubular esbelto. . . . .	89
Figura 4.9 – Curvas de resistência ao colapso <i>versus</i> esbelteza para tubos perfeitos. . . . .	90
Figura 4.10–Detalhe das curvas de resistência ao colapso <i>versus</i> esbelteza para tubos perfeitos. . . . .	91
Figura 4.11–Configurações esmagadas pós-colapso dos tubos geometricamente perturbados. . . . .	91
Figura 4.12–Evolução do colapso e forma final de tubos geometricamente perturbados. . . . .	92
Figura 4.13–Formas inicial do tubular ovalizado e <i>frame</i> de falha. . . . .	93
Figura 4.14–Forma final esmagada do tubular ovalizado. . . . .	94
Figura 4.15–Curvas de resistência ao colapso <i>versus</i> esbelteza de tubulares ovalizados. . . . .	94
Figura 4.16–Detalhe das resistências ao colapso <i>versus</i> esbelteza de tubulares ovalizados. . . . .	95
Figura 4.17–Curvas de erros relativos de resistência ao colapso de tubulares ovalizados. . . . .	95
Figura 4.18–Formas inicial e <i>frame</i> de colapso para o tubular excêntrico. . . . .	96
Figura 4.19–Forma final esmagada do tubular dotado de excentricidade inicial. . . . .	96
Figura 4.20–Curva de resistências ao colapso em função da esbelteza do tubular excêntrico. . . . .	97
Figura 4.21–Detalhe nas curvas de resistência para modelos com excentricidade inicial. . . . .	98
Figura 4.22–Curvas de erros relativos de resistência ao colapso de tubulares excêntricos. . . . .	98
Figura 4.23–Desgaste do espécime reproduzido segundo Moreira Junior (2012). . . . .	100
Figura 4.24–Formas inicial do tubo segundo Moreira Junior (2012) e seu <i>frame</i> de falha. . . . .	100

Figura 4.25–Evolução do processo de colapso ensaiado por Moreira Junior (2012). . . . .	101
Figura 4.26–Perfil de desgaste da parede do tubular em função do ângulo. . . . .	102
Figura 4.27–Formas inicial do tubo perfilado e seu <i>frame</i> de falha. . . . .	103
Figura 4.28–Detalhe da região de maior desgaste para o tubo perfilado. . . . .	103
Figura 4.29–Forma final esmagada do tubular perfilado. . . . .	104
Figura 4.30–Desgaste paramétrico em função do diâmetro da <i>tool joint</i> . . . . .	104
Figura 4.31–Perda de resistência <i>versus</i> diâmetro de <i>tool joints</i> , para o desgaste de 25%. . . . .	105
Figura 4.32–Forma e posição do desgaste considerado nesta etapa do estudo. . . . .	106
Figura 4.33–Formas de início do colapso e esmagada para os tubulares desta subseção. . . . .	107
Figura 4.34–Resistência ao colapso <i>versus</i> desgaste para diferentes diâmetros de <i>tool joints</i> . . . . .	107
Figura 4.35–Curvas de perda de resistência ao colapso <i>versus</i> nível de desgaste. . . . .	108
Figura 4.36–Curvas da resistência ao colapso de tubos em função do nível de esbeltez. . . . .	109
Figura 4.37–Detalhe nas curvas de resistência ao colapso em função da esbeltez. . . . .	110
Figura 4.38–Curvas de queda de resistência colapso em função da esbeltez. . . . .	110
Figura 4.39–Localização de <i>tool joints</i> em função da posição angular. . . . .	111
Figura 4.40–Resistência ao colapso do tubo em função da localização do desgaste. . . . .	112
Figura 4.41–Distribuição de tensões equivalentes de von Mises ao longo do desgaste. . . . .	112
Figura 4.42–Disposição dos pontos obtidos pela perfilagem ultrassônica no plano. . . . .	113
Figura 4.43–Detalhamento dos raios e espessuras medidos em função do ângulo. . . . .	113
Figura 4.44–Forma inicial e de início de perda de estabilidade no tubular perfilado. . . . .	114
Figura 4.45–Detalhe na região onde se desenvolvem as maiores tensões no tubular. . . . .	114
Figura 4.46–Forma final esmagada para o último <i>frame</i> de simulação do tubo perfilado. . . . .	115
Figura 4.47–Perfil de desgaste na parede interna para o espécime perfilado. . . . .	116

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Tabela de parâmetros segundo a ASME BPVC (2015). . . . .	39
Tabela 4.1 – Propriedades do aço API de grau P110. . . . .	84
Tabela 4.2 – Resultados para a solução por Análise de Flambagem. . . . .	85
Tabela 4.3 – Resultados para a Solução por Análise Não Linear. . . . .	90
Tabela 4.4 – Valores de imperfeições e propriedades mecânicas para modelos imperfeitos. . . . .	92
Tabela 4.5 – Informações do tubular <i>high collapse</i> modelado. . . . .	99
Tabela 4.6 – Propriedades mecânicas do grau de aço Q125-HC. . . . .	99
Tabela 4.7 – Resultados para tubular ensaiado por Moreira Junior (2012). . . . .	101
Tabela 4.8 – Informações do tubular com desgaste perfilado. . . . .	102
Tabela 4.9 – Informações dos parâmetros utilizados nesta etapa do estudo. . . . .	106
Tabela 4.10–Parâmetros utilizados nesta etapa do estudo. . . . .	109
Tabela 4.11–Informações dos parâmetros utilizados nesta etapa do estudo. . . . .	111
Tabela 4.12–Informações acerca do tubular perfilado utilizado nesta análise. . . . .	115
Tabela 4.13–Pressões de colapso e seus respectivos fatores percentuais de redução. . . . .	115

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
API	<i>American Petroleum Institute</i>
BPVC	<i>Boiler and Pressure Vessel Code</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CAE	<i>Computer-Aided Engineering</i>
CRS	<i>Cold Rotary-Straightened</i>
DLS	<i>Dogleg Severity</i>
EPD	Estado Plano de Deformação
HC	<i>High Collapse</i>
HPHT	<i>High Pressure and High Temperature</i>
HRS	<i>Hot Rotary-Straightened</i>
JSON	<i>Java Script Object Notation</i>
OCTG	<i>Oil Country Tubular Goods</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a_1$	Constante de ajuste de curva tensão-deformação para região plástica
$a_2$	Constante de ajuste de curva tensão-deformação para região elástica
$D$	Diâmetro externo do tubo
$D_{med}$	Diâmetro externo médio de tubos
$D/t$	Índice de esbeltez da seção transversal do tubo
$(D/t)_{yp}$	Esbeltez delimitadora entre os regimes de escoamento e plástico
$(D/t)_{pt}$	Esbeltez delimitadora entre os regimes plástico e transição
$(D/t)_{te}$	Esbeltez delimitadora entre os regimes de transição e elástico
$E$	Módulo de elasticidade ou módulo de Young do aço
$ec$	Excentricidade do tubo [%]
$ec_{med}$	Excentricidade média do tubo [%]
$h$	Parâmetro de ajuste da curva tensão-deformação
$h_n$	Fator de forma da curva tensão-deformação
$H_{t_{des}}$	Fator de decréscimo da tensão-deformação para a resistência de projeto
$H_{t_{ult}}$	Fator de decréscimo da tensão-deformação para o estado limite último
$k_{e_{des}}$	Fator de calibração do limite elástico para projeto: 0,825
$k_{e_{uls}}$	Fator de calibração do limite elástico em estado limite último: 1,089
$k_{y_{des}}$	Fator de calibração do limite de escoamento para projeto: 0,855
$k_{y_{uls}}$	Fator de calibração do limite de escoamento em estado limite último: 0,9911
$k$	Parâmetro atribuído ao modelo de curva tensão-deformação
$k_t$	Rigidez da mola torcional
$k_w$	Fator de redução da pressão de colapso para tubos desgastados [%]
$k_{w_{MEF-KT_{API}}}$	Fator de redução de resistência ao colapso relativo a tubos desgastados e Klever e Tamano (2006) com imperfeições médias API [%]

$k_{wMEF-KT}$	Fator de redução de resistência ao colapso relativo a tubos desgastados e Klever e Tamano (2006) [%]
$k_{wMEF-KT_{perf}}$	Fator de redução de resistência ao colapso relativo a tubos desgastados e Klever e Tamano (2006) sem imperfeições [%]
$K_o^{NM}$	Matriz de regidez do estado inicial da estrutura
$K_{\Delta}^{NM}$	Matriz sujeita ao padrão de carregamento incremental
$\lambda_i$	Autovalores ou modos de flambagem
$m_1$ e $m_2$	Expoentes de ajuste da curva tensão-deformação para região plástica
$M_b$	Momento torcional para o problema da mola torcional
$MD$	Comprimento da trajetória do poço ou <i>measured depth</i>
$ov$	Ovalização do tubo [%]
$ov_{med}$	Ovalização média do tubo [%]
$P_i$	Pressão incremental utilizada para o método de <i>Riks</i>
$P_{c_{exp}}$	Pressão de colapso experimental para o tubo ensaiado por Moreira Junior (2012)
$P_{c_{Clin}}$	Pressão de colapso segundo Clinedinst et al. (1939)
$P_o$	Pressão externa inicial aplicada ao modelo
$P_{c_{MEF}}$	Pressão de colapso pelo método dos elementos finitos
$P_{c_{KT_{API}}}$	Pressão de colapso por Klever e Tamano (2006) com imperfeições API
$P_{c_{KT_{perf}}}$	Pressão de colapso por Klever e Tamano (2006) sem imperfeições
$P_{c_{KT}}$	Pressão de colapso segundo Klever e Tamano (2006) com imperfeições
$\theta$	Ângulo de posicionamento da <i>tool joint</i>
$P_{yp}$	Pressão de colapso no regime de escoamento
$P_{pt}$	Pressão de colapso no regime plástico
$P_t$	Pressão de colapso por transição
$P_e$	Pressão de colapso no regime elástico
$P_{e_{ult}}$	Termo associado ao limite de colapso elástico

$P_{y_{ult}}$	Termo associado ao limite de colapso por escoamento
$P_{k_w}$	Pressão de colapso para tubos desgastados por Kuriyama et al. (1992)
$P^N$	Pré-carregamento associado ao método de Solução por Análise de Flambagem
$t$	Espessura da parede de tubos
$t_{med}$	Espessura média da parede de tubos
$t_w$	Espessura desgastada de parede do tubular
$\gamma$	Deslocamento horizontal para promover a excentricidade nos tubos
$\gamma_1$	Deformação verdadeira presente na região de microdeformações
$\gamma_2$	Deformação verdadeira presente na região de macrodeformações
$\epsilon_t$	Deformação verdadeira total
$\epsilon_p$	Parâmetro de ajuste da curva tensão-deformação
$\epsilon_{ys}$	Deformação residual plástica de engenharia
$\epsilon_e$	Deformação nominal ou de engenharia
$\epsilon_1$	Deformação verdadeira microplástica da curva tensão-deformação
$\epsilon_{r\theta}$ e $\epsilon_{\theta r}$	Deformações nas direções cisalhantes
$\epsilon_1, \epsilon_2$ e $\epsilon_3$	Deformações nas direções principais
$\epsilon_{11}, \dots, \epsilon_{33}$	Componentes do tensor de deformações
$\delta$	Nível de desgaste interno do tubo [%]
$\delta_{max}$	Nível de desgaste interno máximo do tubo [%]
$\nu$	Coefficiente de Poisson do aço
$Q^N$	Carga incremental para a Solução por Análise de Flambagem
$\xi$	Deslocamento horizontal para induzir no tubo uma excentricidade
$LPF$	Fator de proporcionalidade de carga
$LPF_{max}$	Máximo fator de proporcionalidade de carga
$R_e$	Raio externo do tubular

$R_i$	Raio interno do tubular
$R_\theta$	Raios externos do tubo ovalizado em função do ângulo $\theta$
$r_s$	Tensão residual
$\sigma_e$	Tensão nominal ou de engenharia
$\sigma_{cMEF}$	Tensão equivalente de von Mises para o modelo numérico
$\sigma_{rs}$	Tensão residual
$\sigma_t$	Tensão verdadeira
$\sigma_{ys}$	Tensão de escoamento nominal do aço
$\sigma_{uts}$	Limite de resistência à tração nominal do aço
$\sigma_{vM}$	Tensão equivalente de von Mises
$\sigma_\theta$	Tensão na direção circunferencial
$\sigma_{el}$	Tensão desenvolvida no regime elástico
$\sigma_r$	Tensão na direção radial
$\sigma_{r\theta}$ e $\sigma_{\theta r}$	Tensões nas direções cisalhantes
$\sigma_1, \sigma_2$ e $\sigma_3$	Tensões nas direções principais
$\sigma_{11}, \dots, \sigma_{33}$	Componentes do tensor de tensões

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>21</b>
1.1	Considerações Iniciais	21
1.2	Motivação	25
1.3	Objetivos	26
1.3.1	Geral	26
1.3.2	Específicos	26
1.4	Delimitações do Trabalho	27
1.5	Estrutura da Dissertação	28
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>29</b>
2.1	Aspectos Gerais da Mecânica de Elementos Tubulares	29
2.1.1	Esforços Internos em Elementos Tubulares	29
2.1.2	Tensões Atuantes em Tubulares	30
2.1.3	Delimitação entre Tubos de Parede Espessa e Delgada	32
2.1.4	Estado Plano de Deformação	33
2.2	Não Linearidades em Problemas Estruturais	33
2.2.1	Não Linearidade Física	35
2.2.2	Noções de Plasticidade	41
2.2.3	Endurecimento	43
2.2.4	Não Linearidade Geométrica	43
2.3	Estados Limites	46
2.3.1	Estado Limite de Serviço	47
2.3.2	Estado Limite Último	47
2.4	Noções de Estabilidade Estrutural	47
2.4.1	Analogia do Colapso em Tubos com a Flambagem em Colunas	49
2.4.2	Instabilidade de Tubulares Submetidos à Pressão Externa	50
2.5	Sistemas de Revestimento de Poços	52
2.5.1	Processo de Fabricação, Características e Funções	52
2.6	Imperfeições em Processos de Manufatura	55
2.6.1	Ovalização e Excentricidade	56
2.6.2	Tensão Residual	57
2.7	Resistência ao Colapso de Tubulares de Revestimento	58
2.7.1	Formulação Segundo a Norma API/TR 5C3 (2008)	59
2.7.2	Formulação Segundo Klever e Tamano (2006)	61
2.8	Problemática do Desgaste em Revestimentos	64
2.8.1	Desgaste em Sistemas de Revestimento de Poços	64

2.8.2	Modelos de Resistência ao Colapso em Tubulares Desgastados . . . . .	66
3	ASPECTOS GERAIS DA MODELAGEM . . . . .	71
3.1	Modelagem Numérica . . . . .	71
3.1.1	Simulação Numérica via Método dos Elementos Finitos . . . . .	71
3.1.2	Construção de Modelos . . . . .	73
3.1.3	Construção de Geometrias . . . . .	74
3.1.4	Inserção de Propriedades e Informações do Modelo via Arquivo .JSON .	74
3.1.5	Condições de Contorno, Restrições e Carregamentos . . . . .	75
3.1.6	Malha de Elementos Finitos e Elementos Finitos Utilizados . . . . .	78
3.1.7	Soluções via Análise de Flambagem . . . . .	79
3.1.8	Imperfeições em Modelos Perfeitos . . . . .	79
3.1.9	Soluções via Método de Riks . . . . .	81
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .	84
4.1	Verificações e Validação do Modelo . . . . .	84
4.1.1	Verificação para Tubos Perfeitos . . . . .	84
4.1.2	Verificação para Tubos Imperfeitos . . . . .	92
4.1.3	Influência do Volume de Aço Removido . . . . .	104
4.2	Estudo Paramétrico . . . . .	105
4.2.1	Influência da Profundidade de Desgaste . . . . .	106
4.2.2	Influência da Esbeltez . . . . .	108
4.2.3	Influência da Posição da Canaleta de Desgaste ou <i>Groove Wear</i> . . . . .	111
4.3	Estudo de Caso . . . . .	113
5	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS . . . . .	117
5.1	Sugestões para Trabalhos Futuros . . . . .	118
	REFERÊNCIAS . . . . .	119

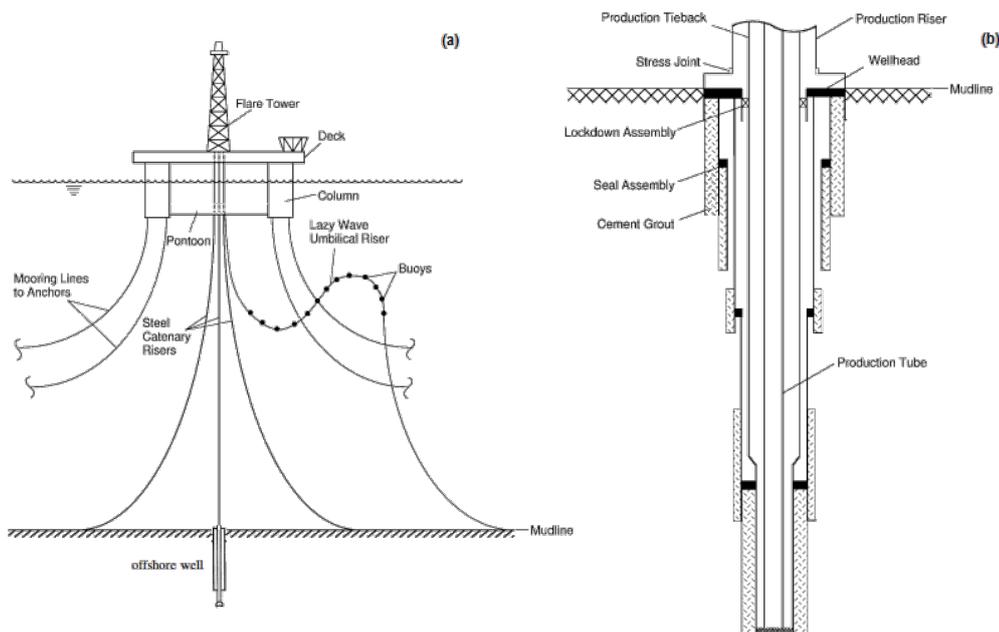
# 1 INTRODUÇÃO

O presente capítulo destina-se à abordagem de conceitos iniciais relacionados ao fenômeno do colapso em revestimentos de poços de óleo e gás na presença de imperfeições fabris e desgaste interno. Da mesma forma, pode-se verificar a motivação, objetivos, delimitações e estrutura desta dissertação.

## 1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Atualmente, reservas de óleo e gás localizadas em campos *offshore* vêm se tornando primordiais para a produção em larga escala destes recursos. Este fato é resultado da crescente demanda mundial, especialmente por óleo. Campos *onshore* e *offshore* que apresentam lâminas d'água rasas ou pouco profundas, detêm jazidas insuficientes para a plena produção e abastecimento destes recursos energéticos tão importantes para o desenvolvimento das sociedades atuais (TOSCANO, 2009). Para este mesmo autor, como efeito desta tendência, a indústria petrolífera vem sendo estimulada a descobrir, desenvolver e explorar novos campos situados em águas profundas ou ultraprofundas, como exposto pelas Figuras 1.1 (a) e 1.1 (b), onde se pode observar, respectivamente, o arranjo típico ilustrativo destes sistemas de produção e o esquema de poços produtores de óleo e gás situados nestes ambientes marítimos ou *offshore*.

Figura 1.1 – (a) Arranjo do sistema de produção e (b) poço produtor de óleo e gás *offshore*.



Fonte: Adaptado de Kyriakides e Corona (2007).

Dentre os sistemas que compõem os poços de óleo e gás, os revestimentos desempenham um papel relevante para a garantia das premissas de integridade estrutural (CHEN et al., 2016). Desta forma, estes sistemas devem proporcionar fundamentalmente a estabilidade do poço em todas as atividades executadas ao longo de sua vida útil, como nos processos de perfuração, completação, manutenção, *workover*, produção, entre outras operações.

Diante dos mais variados horizontes ambientais ou operacionais que os sistemas de revestimento podem experimentar, os cenários *offshore* podem conduzir os poços a panoramas operacionais substancialmente críticos, análogos às condições do tubular de revestimento falhado em decorrência do alto diferencial de pressão externa indicado pela Figura 1.2, que se trata de um espécime oriundo de uma plataforma localizada na região de Pompano, Golfo do México.

Figura 1.2 – Tubo de revestimento submetido à falha por colapso.



Fonte: Pattillo (2018).

Para Araújo et al. (2019), este evento ocorre basicamente porque, em geral, estas regiões podem guardar reservatórios a grandes profundidades, sujeitos a condições de carregamentos geológicos severos, tipicamente localizados em regiões de alta pressão e alta temperatura, também conhecidos como reservatórios *high pressure and high temperature* (HPHT), expondo os sistemas a eventos propícios à falha. Assim, estes sistemas devem apresentar resistências compatíveis com os níveis de solicitação impostos pelos carregamentos internos, externos e suas combinações, buscando-se sempre a escolha otimizada do conjunto a compor toda a coluna, atendendo a todos os requisitos de integridade da estrutura estabelecidos em projeto.

De acordo com Brechan et al. (2018), atualmente busca-se compreender de forma completa os limites de resistência ao colapso de tubulares de revestimento, para que se possa oferecer uma maior vida útil a estes elementos estruturais. Nos dias atuais, ainda se adotam modelos tradicionais de predição de resistência ao colapso como o estabelecido pela norma API/TR 5C3

(2008). Para Brechan et al. (2018), este modelo revela-se adequado para tubulares produzidos há mais de meio século atrás, assim, o referido limita-se em estimar resistências de forma conservadora, cerca de 80 a 85% da resistência real de tubos fabricados atualmente. A norma API/TR 5C3 (2008) traz, em seu anexo informativo, o modelo de colapso proposto por Klever e Tamano (2006), o qual apresenta uma formulação mais robusta e moderna, contemplando inclusive imperfeições decorrentes do processo de fabricação.

Na análise de integridade de tubulares de revestimento, o fenômeno de instabilidade mostra-se relevante no tocante aos indicativos dos limites de carregamento e deformações verificados nestes elementos estruturais (KYRIAKIDES; CORONA, 2007). Dentre estes, pode-se destacar o colapso de tubos de parede delgada, o qual é intrinsecamente governado por eventos que apresentam instabilidade da seção transversal do tubular, quando submetido a um aumento considerável no diferencial de pressão externa exercida no mesmo (PATTILLO, 2018).

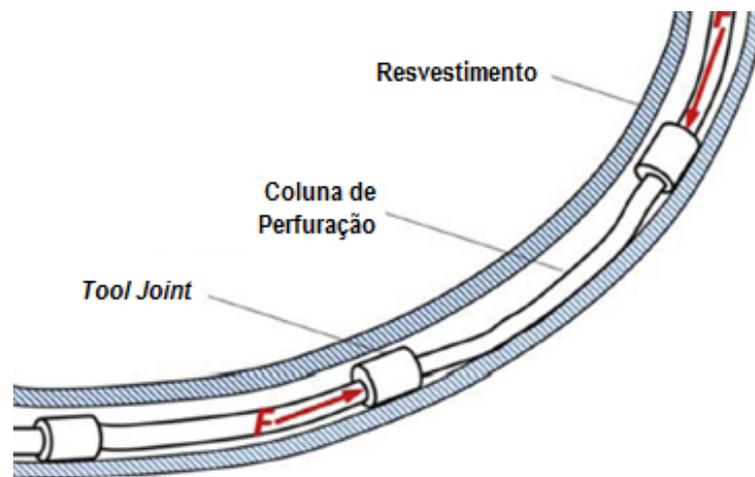
A depender dos níveis de esbeltez transversal destes tubulares, fator definido como a razão entre o diâmetro externo nominal  $D$  e sua espessura nominal  $t$ , a falha por colapso pode acontecer fundamentalmente de duas formas distintas: com ou sem a presença de instabilidade geométrica da seção transversal. Para tubulares de parede espessa ou de baixa esbeltez transversal, a falha se manifesta pelo atingimento de níveis de tensão em torno da tensão de escoamento mínima do material  $\sigma_{ys}$ , sem que haja perda de estabilidade da seção transversal, indicando a dependência das propriedades mecânicas do material neste regime de falha. Em espécimes de alta esbeltez transversal, esta falha é marcada pela presença de instabilidade da seção transversal ao experimentar tensões inferiores à tensão de escoamento mínima do aço, tornando-se um fenômeno predominantemente geométrico, portanto não dependente dos limites de resistência do material, cuja estimativa mais apropriada dá-se por meio do uso do equacionamento proposto por Clinedinst et al. (1939). Deve-se destacar que o mecanismo de falha por colapso para tubulares de esbeltezes consideradas intermediárias, guarda maior complexidade quando comparados com espécimes de baixa e elevada esbeltez.

Imperfeições de origem geométrica ou metalúrgica, comumente associadas aos processos de fabricação de tubulares de revestimento de poços de óleo e gás, como ovalização  $ov$ , excentricidade  $ec$  e tensão residual  $r_s$ , podem contribuir para modificação das resistências às solicitações originadas por carregamentos internos, externos ou suas combinações, em particular na redução ou aumento da resistência à pressão externa ou colapso (KLEVER; TAMANO, 2006). As falhas por colapso em revestimentos podem ser divididas em duas categorias quanto ao tipo de carregamento externo, sendo elas em decorrência da aplicação de carregamentos uniformes, por pressão hidrostática, ou por pressão não uniforme, geralmente ocasionada pela presença de uma geologia de grande fluidez e mobilidade adjacente ao revestimento, como formações compostas por camadas salinas (PATTILLO, 2018).

Outro fator culminante para modificação da resistência em tubulares, tão importante quanto as imperfeições anteriormente citadas, é o desgaste mecânico da parede interna de re-

vestimentos  $\delta$ , presente em poços executados. Este evento é originado pelo contato e fricção acentuados entre a coluna de perfuração, mais precisamente as juntas de tubos de perfuração, chamadas de *tool joints*, e o revestimento, durante o processo de perfuração e as manobras associadas, tais como reciprocção ou *reciprocation*, alargamento e repasse ou *backreaming*, entre outros, conforme exposto pela Figura 1.3. Além do desgaste mecânico, pode-se ter as formas originadas por mecanismos de corrosão e ataque químico, não considerado neste estudo.

Figura 1.3 – Contato entre a coluna de perfuração e o revestimento do poço.



Fonte: Adaptado de Yu (2018).

Este fato pode ser agravado pelas grandes profundidades alcançadas, fato comum em poços situados em ambientes *offshore*, isso porque poços desta natureza podem assumir trajetórias de grande tortuosidade e com ganhos severos de ângulo ou *dogleg severity* (DLS), promovendo taxas maiores de desgaste e conseqüentes diminuições significativas de espessura da parede de revestimentos (MOREIRA JUNIOR, 2012).

Pode-se encontrar na literatura específica trabalhos relacionados às temáticas centrais presentes neste estudo, dentre estes destacam-se às análises numéricas, analíticas ou empíricas da resistência ao colapso de tubulares de revestimento desenvolvida por Huang et al. (2000), Moreira Junior (2012) e Andrade (2017). Andrade (2017) propõe a realização de simulações bidimensionais em estado plano de tensão, incorporando imperfeições associadas aos processos de fabricação de espécimes como ovalização e excentricidade, adotando-se um modelo não linear físico para o aço. Da mesma forma, o trabalho proposto por Huang et al. (2000) é capaz de produzir resultados pautados em modelos bidimensionais ovalizados e excêntricos que assumem comportamentos geometricamente não lineares. E, por fim, Moreira Junior (2012) dedica-se à geração de soluções numéricas via elementos finitos atreladas aos dados experimentais em escala real, fazendo uso de modelos tridimensionais desgastados em forma de canaleta usinada, comumente denominadas na indústria de óleo e gás de *groove wear*.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

Como resposta aos atuais desafios encontrados na descoberta, desenvolvimento e produção de óleo e gás por novos campos situados em ambiente *offshore*, vêm sendo empregadas tecnologias para criação de novas ferramentas que possibilitem a análise da integridade estrutural de poços, particularmente em sistemas de revestimento, considerados elementos estruturais de grande importância nesse contexto.

Dentre estas tecnologias, destacam-se as aplicações numéricas, a exemplo do método dos elementos finitos, muitas vezes utilizado via *softwares* comerciais como o ABAQUS®. Este método é capaz de obter soluções confiáveis sob determinadas condições, incorporando aspectos de modelagens robustas, seja pela possibilidade da inserção de formas geométricas variadas e complexas, ou pela possibilidade de uma melhor descrição do comportamento mecânico do material ao se considerar modelos constitutivos não lineares. Portanto, estas ferramentas devem ser aplicadas pois são capazes de representar de forma adequada o comportamento real do material. Isso torna a modelagem mais confiável em situações cujos elementos são conduzidos a condições similares ao estado limite em suas utilizações, como em aplicações críticas na indústria naval e *offshore*.

Outro ponto que merece destaque é o uso de modelos geometricamente não lineares, associados, por exemplo, ao fenômeno do colapso em tubulares de elevada esbeltez da seção transversal, nos quais se manifesta veementemente o fenômeno de instabilidade geométrica, geralmente na presença de grandes deslocamentos e rotações. Modelagens utilizando o método dos elementos finitos podem ser empregadas pois se revelam uma via alternativa e complementar importante na verificação dos níveis de resistência ao colapso de elementos tubulares. Estas podem ser verificadas por meio de modelos analíticos presentes na literatura específica, a exemplo de formulações propostas por Clinedinst et al. (1939), pela norma API/TR 5C3 (2008) e Klever e Tamano (2006), bem como por dados experimentais, a exemplo do exposto no trabalho de Moreira Junior (2012).

Deve-se frisar que a modelagem em condições análogas às de laboratório pode substituir os financeiramente onerosos ensaios experimentais, já que podem fornecer resultados satisfatórios dentro de certas condições. A validação do modelo numérico é fundamentada em modelos analíticos e ensaios reais, traz segurança para estimativas de resistências ao colapso de tubos reais com geometrias quaisquer, incluindo-se a possibilidade de inserção de dados de perfilagem ultrassônica de poços.

Em linhas gerais, este trabalho é motivado a realizar simulações numéricas da resistência ao colapso de tubulares de revestimento que contenham elevada esbeltez transversal ou parede delgada, além de elementos de parede de espessura média e robusta, possibilitando-se a criação de modelos que apresentem geometrias complexas, condições de contorno e iniciais em conformidade com os ensaios experimentais, bem como algumas situações reais particulares.

---

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Geral

Este trabalho tem por finalidade a avaliação dos níveis de resistência ao colapso em tubulares de poços de óleo e gás, na presença de imperfeições de manufatura e desgaste, aplicando-se uma modelagem por elementos finitos física e geometricamente não linear.

### 1.3.2 Específicos

Neste trabalho busca-se, antes de tudo, contribuir com resultados relevantes acerca do estudo da integridade mecânica de poços de óleo e gás, no contexto dos projetos de pesquisa e desenvolvimento intitulados *Estratégias e Ferramentas Computacionais para Previsão de Desgaste Mecânico em Tubulares de Revestimento em Poços de Petróleo* (ANP N° 20401-6) e *Modelos e Ferramentas Computacionais para Apoio ao Dimensionamento de Revestimentos de Poços* (ANP N° 20601-1), ambos financiados pelo CENPES/PETROBRAS e desenvolvidos no LCCV/UFAL.

Este trabalho surge pela necessidade da evolução contínua e natural dos estudos relativos a este tema, tal como o trabalho de Andrade (2017).

O presente estudo propõe uma análise numérica do fenômeno de colapso em revestimentos de poços de óleo e gás, fazendo-se o uso do método dos elementos finitos para geração de estimativas da resistência ao colapso de espécimes dotados de imperfeições produzidas ao longo dos processos de manufatura ou execução do poço, como ovalização, excentricidade e desgaste, utilizando-se o *software* comercial ABAQUS®.

Este busca investigar e propor uma metodologia que proporcione a determinação de pressões de colapso por meio de análises numéricas de tensões para tubos de todos os níveis de esbeltez, especialmente os de parede fina, cujos mecanismos de falha são governados pelo fenômeno geométrico associado à elevada esbeltez transversal, sendo capaz de provocar grandes deslocamentos e rotações, diferentemente do verificado em tubulares de parede espessa, no qual este fenômeno não se manifesta.

Da mesma forma, o trabalho também busca verificações e a posterior validação das análises numéricas em conformidade com as formulações analíticas e ensaios experimentais encontrados na literatura para tubulares, considerando-se ou não à presença de imperfeições de fabricação ou desgaste da parede interna.

Deve-se avaliar a influência do desgaste nos mecanismos de colapso e nos níveis de resistência de tubulares de revestimento desgastados, seja em forma de canaleta ou pela geometria da parede interna perfilada por meio de ferramenta ultrassônica, dotados de imperfeições fabris. Isto se faz possível graças aos estudos paramétricos produzidos, visto que possibilitam a variação do grau destas imperfeições junto ao modelo numérico.

---

## 1.4 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO

No presente estudo, consideram-se apenas modelos bidimensionais simplificados em estado plano de deformação. Estes modelos representam tubos cujos comprimentos são significativamente maiores que os seus diâmetros externos, ao passo que, de acordo com Fowler et al. (1983), a razão entre ambos ou índice de esbeltez da seção transversal deve ser  $L/D > 10$ . Esta delimitação deve garantir a eliminação dos efeitos de borda provenientes de determinadas condições de contorno do ensaio preconizado pela API 7CW (2015), especificamente a condição de engastamento em uma das pontas do tubular ensaiado. Da mesma forma, o carregamento não deve sofrer variação ao longo da direção longitudinal, fatos que justificam a adoção do estado plano de deformação por parte deste trabalho.

Neste estudo, o grau de aço considerado quase que na totalidade das simulações para caracterização do comportamento mecânico do material é o API P110. A relação entre tensões e deformações desenvolvidas é representada pelo modelo constitutivo elastoplástico com endurecimento não linear contido no código ASME BPVC (2015), amplamente utilizado na caracterização de propriedades mecânicas de aços aplicados à indústria de óleo e gás. Uma exceção encontra-se na modelagem referente ao ensaio experimental proposto por Moreira Junior (2012), que utiliza um aço proprietário especial de elevada resistência ao colapso de grau Q125.

A anisotropia, característica de um meio, ou de um material, onde há uma orientação preferencial dos grãos após experimentar grandes deformações, resultando na mudança de valores de suas propriedades físicas com a direção em que são medidas, não é considerada na modelagem numérica aqui proposta. Ainda em relação à modelagem do comportamento do material, a tensão residual decorrente do processo fabril dos tubulares não é considerada nos modelos computacionais gerados. Ainda assim, seu conceito é brevemente discutido no referencial teórico do trabalho.

Os dados de perfilagem considerados no estudo de caso presente neste trabalho são dados reais de uma seção particular do revestimento de um poço executado, obtidos por ferramentas de perfilagem ultrassônicas. Informações de espessura e diâmetro externo são colhidas em sua forma bruta e posteriormente tratadas pela ferramenta de avaliação e quantificação de desgaste desenvolvida pelo LCCV/UFAL em parceria com a PETROBRAS, denominada SIMWEAR. O uso destes dados torna a geometria do modelo numérico em questão mais representativa, possibilitando uma melhor caracterização das imperfeições geométricas e do desgaste distribuído ao longo de toda a parede interna do modelo que representa a seção transversal do revestimento.

O critério adotado na verificação das pressões resistentes ao colapso deste trabalho é aplicado às soluções geometricamente não lineares, por meio do método de *Riks*. Este método pode fornecer um fator de carga máximo suportado pela estrutura imediatamente antes de sua falha ou colapso. Em outras palavras, o problema é atrelado à busca do fator de carga associado à última configuração de equilíbrio estável do sistema.

---

## 1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação está dividida em cinco capítulos, dispostos segundo a forma indicada a seguir:

No Capítulo 1, observa-se a introdução do trabalho, abordando os assuntos relacionados ao tema de maneira geral. Neste Capítulo há uma exposição da problemática do colapso em tubulares de revestimento, sob efeito das imperfeições atreladas aos processos de fabricação, como ovalização, excentricidade e tensão residual, das implicações na queda de pressão resistente dos espécimes associadas ao desgaste interno em sistemas de revestimento de poços de petróleo e gás, além da motivação, objetivos geral e específicos, delimitações e estrutura do texto considerada neste presente estudo.

No Capítulo 2, desenvolve-se a revisão bibliográfica deste trabalho, conceituando assuntos relacionados a sistemas de revestimento de poços de óleo e gás, esforços internos e tensões atuantes, estado de tensão considerado e suas principais classificações e funções. Ainda neste capítulo, introduzem-se os conceitos referentes aos modelos de resistência ao colapso de elementos tubulares dispostos na literatura, noções de instabilidade estrutural, conceitos de não linearidades consideradas nesta modelagem, apresentação de conceitos introdutórios de plasticidade, modelo constitutivo e critério de verificação de resistência adotados. Por fim, este mesmo capítulo aborda pontos referentes à problemática das imperfeições de manufatura como ovalização, excentricidade e tensão residual, além de desgaste mecânico da parede interna de sistemas de revestimento.

Ao longo do Capítulo 3, apresentam-se os aspectos gerais da modelagem empregada no trabalho, detalhando-se a análise numérica aplicada por meio do método dos elementos finitos. Pontos relacionados à construção dos modelos, como a criação da geometria da seção transversal, a inserção das propriedades do material, condições iniciais, de contorno e restrições, geração de malhas e tipos de elementos finitos adotados, são colocados. Ainda, fazem-se comentários acerca das estratégias de verificação de falha em tubulares perfeitos, imperfeitos e desgastados, considerando-se regimes física e geometricamente não lineares, por meio do método numérico de *Riks*. Por fim, ilustra-se a geração automática dos modelos por meio da implementação de *scripts* ABAQUS®.

No Capítulo 4, são expostos os resultados e discussões deste trabalho, incluindo-se a verificação dos modelos de tubo perfeitos e imperfeitos utilizando-se de respostas analíticas e experimentais presentes na literatura. Ainda neste capítulo, apresenta-se um estudo paramétrico variando-se a esbeltez e o nível de desgaste, de forma a verificar sua influência na resistência ao colapso.

Ao longo do Capítulo 5, apresentam-se as conclusões retiradas pelo autor, bem como as perspectivas e recomendações futuras para o aprimoramento deste trabalho ou desenvolvimento de outros trabalhos relacionados ao tema.

---

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, abordam-se os aspectos gerais da mecânica de elementos tubulares como não linearidades presentes neste problema, noções de plasticidade e endurecimento, conceitos de estados limite, noções de estabilidade estrutural, imperfeições de manufatura e desgaste, bem como os principais modelos de quantificação da resitência ao colapso destes elementos que incorporam ou não imperfeições geométricas de manufatura e desgaste.

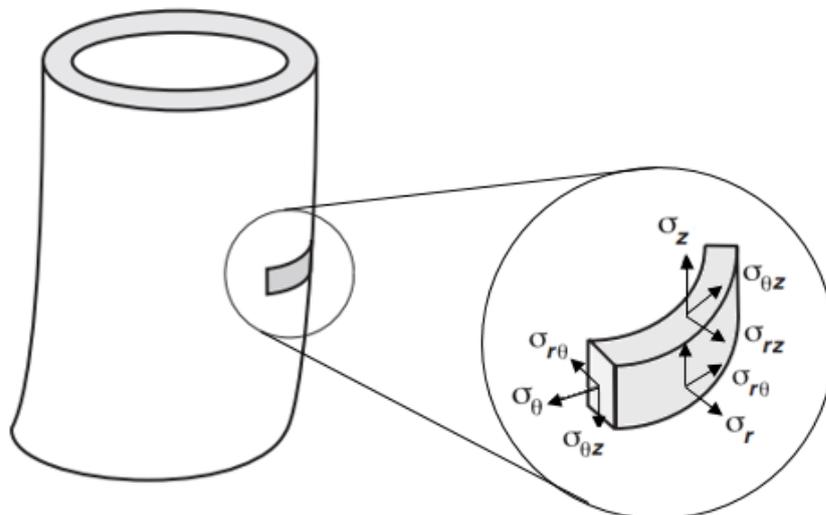
### 2.1 ASPECTOS GERAIS DA MECÂNICA DE ELEMENTOS TUBULARES

#### 2.1.1 Esforços Internos em Elementos Tubulares

Elementos tubulares, em suas mais diversas aplicações, podem estar sujeitos a esforços, tensões, deslocamentos e deformações provenientes dos carregamentos aos quais estes podem estar submetidos, decorrendo do ambiente de instalação e operação (FRANÇA FILHO, 2013).

Para o melhor entendimento desta situação, considera-se um ponto material genérico do tubular, que ilustra as tensões que este pode experimentar. Esse estado de tensão depende intrinsecamente de suas condições de carregamento, vinculações oriundas do local, forma de instalação, como também das operações efetuadas pelo tubular. Assim, de forma genérica, a Figura 2.1 indica o estado geral de tensão em um ponto material, no qual estão presentes as tensões nas direções circunferencial  $\sigma_\theta$ , radial  $\sigma_r$  e longitudinal  $\sigma_z$ , bem como as tensões nas direções cisalhantes  $\sigma_{r\theta}$ ,  $\sigma_{rz}$  e  $\sigma_{\theta z}$ .

Figura 2.1 – Tensões ao longo da espessura da parede de tubulares.



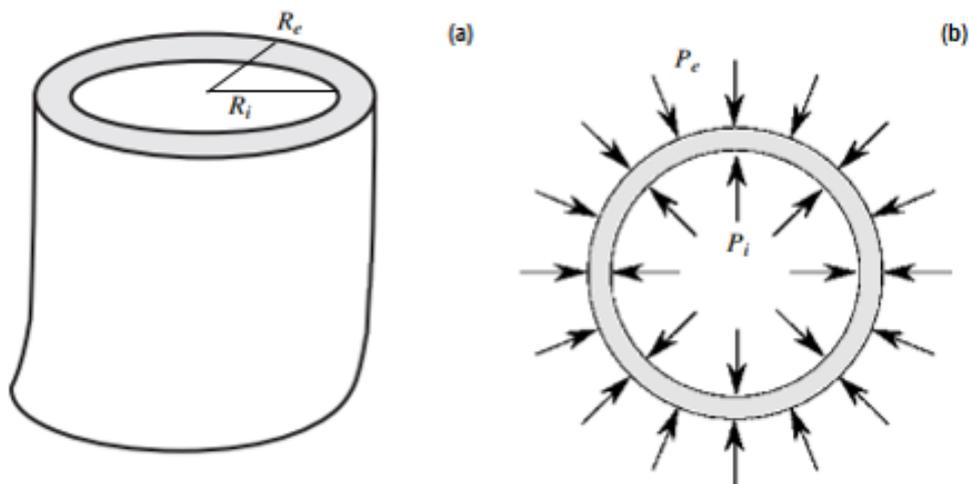
Fonte: Adaptado de Aadnoy et al. (2009).

Elementos tubulares, em todas as aplicações de revestimento de poços de óleo e gás, estão sujeitos ao estado geral de tensões. Isto se deve à presença de combinações de carregamentos externos, como os axiais de tração e compressão, pressão interna, pressão externa, flexão e torção, assim como suas vinculações. Segundo Corona e Kyriakides (2000), dentre os diferentes carregamentos presentes em um poço, os de maior criticidade são aqueles que provocam o colapso, estando associado à instabilidade da seção transversal do tubular. Ainda segundo os autores, este evento acaba tendo consequências indesejáveis para o bom funcionamento dos poços, tais como o aprisionamento das colunas de perfuração ou completação, parada parcial ou total da produção, dentre outros.

### 2.1.2 Tensões Atuantes em Tubulares

Para o cálculo de esforços internos em tubos de parede espessa, ou seja, tubos de baixa esbelteza transversal, utiliza-se a teoria desenvolvida por Lamé (1852). Para o desenvolvimento das equações que estimam os esforços internos, considera-se o tubular de raio interno  $R_i$  e raio externo  $R_e$ , ilustrado pela Figura 2.2 (a), submetido aos carregamentos de pressão interna  $P_i$  e pressão externa  $P_e$  uniformemente distribuídas, aplicadas nas superfícies interna e externa do cilindro, como exposto na Figura 2.2 (b).

Figura 2.2 – (a) Vista do tubular e (b) corte expondo os carregamentos de pressão.



Fonte: Adaptado de Aadnoy et al. (2009).

De acordo com o ilustrado pela Figura 2.1, as tensões desenvolvidas ao longo das direções circunferencial  $\sigma_\theta$  e radial  $\sigma_r$ , medidas em um ponto de raio genérico  $r$  presente no sólido, podem ser definidas pelas Equações 2.1 e 2.2, obtidas utilizando-se as considerações descritas por Lamé (1852).

$$\sigma_\theta = -\frac{P_e \cdot R_e^2 - P_i \cdot R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} - \frac{(P_e - P_i) \cdot R_e^2 \cdot R_i^2}{r^2 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad (2.1)$$

$$\sigma_r = -\frac{P_e \cdot R_e^2 - P_i \cdot R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} + \frac{(P_e - P_i) \cdot R_e^2 \cdot R_i^2}{r^2 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad (2.2)$$

Os deslocamentos na direção radial podem ser calculados pela expressão definida por Lamé (1852) segundo a Equação 2.3, sendo  $\nu$  o coeficiente de Poisson e  $E$  o módulo de elasticidade do material que compõe o cilindro.

$$u_r = \frac{1}{E \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \left[ (1 - \nu) \cdot (P_e \cdot R_e^2 - P_i \cdot R_i^2) r + \frac{(1 - \nu) \cdot (P_e - P_i) \cdot R_e^2 \cdot R_i^2}{r} \right] - \frac{\nu \cdot \sigma_z \cdot r}{E} \quad (2.3)$$

Assim, a tensão na direção longitudinal do tubular  $\sigma_z$  pode ser expressa segundo a Equação 2.4, onde a variável  $\varepsilon_z$  descreve uma deformação desenvolvida pelo elemento tubular em sua direção longitudinal.

$$\sigma_z = 2 \cdot \nu \frac{(P_e \cdot R_e^2 - P_i \cdot R_i^2)}{R_e^2 - R_i^2} + E \cdot \varepsilon_z \quad (2.4)$$

Para Groehs (2002), no cálculo de esforços internos na parede de tubulares de parede fina utilizam-se as Equações de *Barlow*, obtidas pelo equilíbrio de forças no elemento infinitesimal localizado na parede do tubular conforme indicado pela Figura 2.3. Deve-se ressaltar que as análises de resistência à pressão interna não estão contidas no escopo deste trabalho. As tensões circunferencial  $\sigma_\theta$ , longitudinal  $\sigma_z$  e radial  $\sigma_r$ , podem ser calculadas por equilíbrio, levando, respectivamente, às Equações 2.5, 2.6 e 2.7.

$$\sigma_\theta = \frac{(P_e - P_i) \cdot R_e}{2t} \quad (2.5)$$

$$\sigma_z = \frac{(P_e - P_i) \cdot R_e}{4t} \quad (2.6)$$

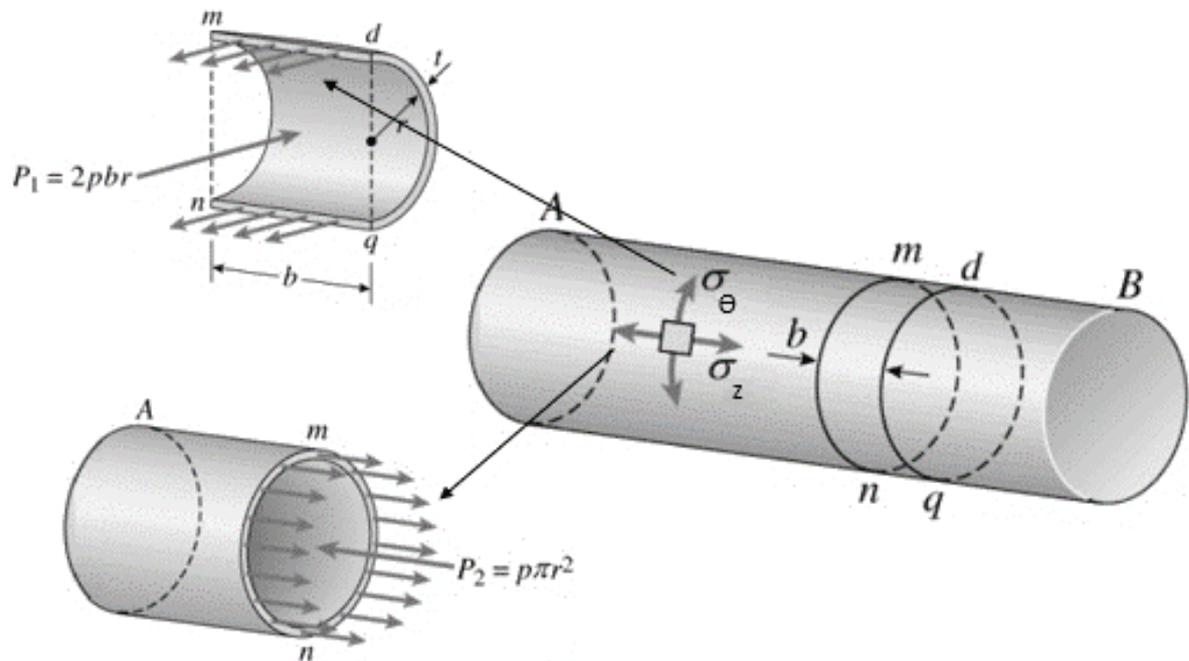
$$\sigma_r = 0 \quad (2.7)$$

Manipulando-se as Equações 2.5 e 2.6, pode-se verificar que, pela Equação 2.8, a tensão circunferencial experimentada pelo tubular  $\sigma_\theta$  sob pressão interna é o dobro da sua tensão longitudinal  $\sigma_z$ .

$$\sigma_\theta = 2 \cdot \sigma_z \quad (2.8)$$

Para este caso, ainda se pode observar que não há tensões fora da superfície média do cilindro, fato indicado pela Equação 2.7, bem como tensões cisalhantes neste mesmo plano. Nota-se que para pressões externas superiores às internas, o tubular está sujeito ao colapso

Figura 2.3 – Tensões ao longo da parede de tubos delgados.



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2000).

por instabilidade geométrica da seção transversal devido a sua fina espessura, assunto que será melhor detalhado nas próximas seções.

É comum a substituição de uma análise em estado geral de tensões por análises simplificadas, a exemplo de modelos em estado plano de deformação (EPD), representados apenas pela seção transversal do tubular em condições especificadas.

Uma das subseções a seguir descreve de forma mais detalhada o estado plano de deformação, que consiste em uma simplificação que pode ser utilizada para modelos bidimensionais, os quais permitem estimar as resistências ao colapso de tubulares de revestimento de poços, em condições de ensaio em laboratório e em algumas situações de campo particulares, por exemplo.

### 2.1.3 Delimitação entre Tubos de Parede Espessa e Delgada

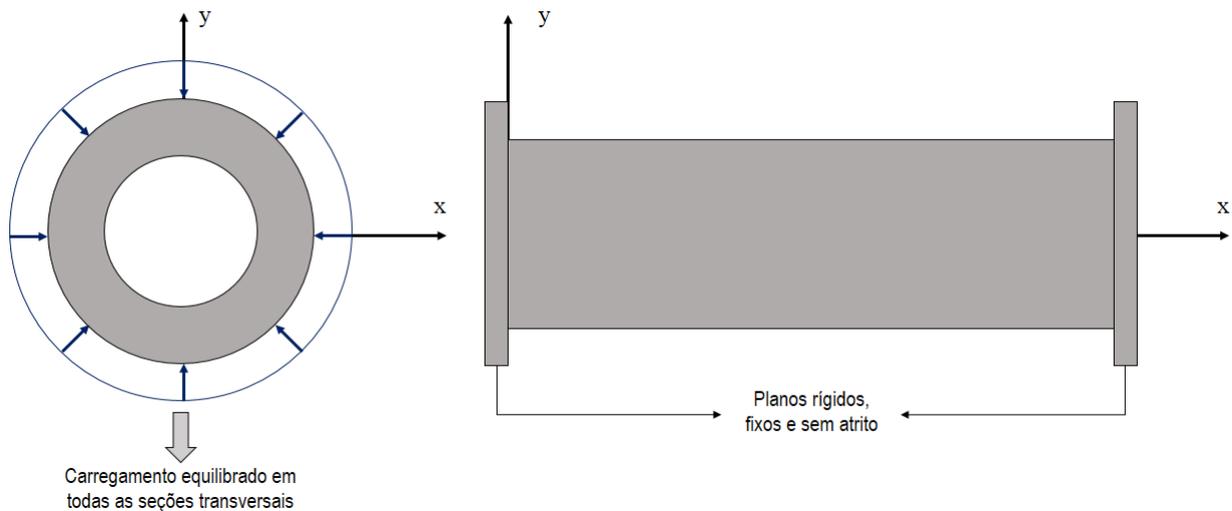
Existe uma estimativa da fronteira de delimitação entre tubulares de parede delgada ou de parede fina e tubulares de parede espessa ou de parede grossa, cujo parâmetro de avaliação é baseado na esbeltez transversal, definida pela razão entre o diâmetro externo e a espessura nominal do espécime  $D/t$ .

De acordo com Groehs (2002), para os níveis de esbeltez  $D/t < 10$ , o tubular é considerado de parede espessa, cujos esforços são descritos segundo as equações contidas na teoria de Lamé, baseadas no critério de escoamento do material. Para esbeltez  $D/t > 10$ , considera-se que o tubular possui parede fina ou delgada, cujo cálculo de tensões pode ser obtido pelo uso do critério de verificação de resistência presente neste trabalho.

### 2.1.4 Estado Plano de Deformação

O estado plano de deformação é uma forma de solução simplificada do estado geral de tensões, caracterizada por algumas condições particulares às quais um elemento ou sistema estrutural é submetido. Dentre estas, pode-se ter condições geométricas, de carregamento e cinemáticas, vide Figura 2.4.

Figura 2.4 – Estrutura cilíndrica submetida ao estado plano de deformação.



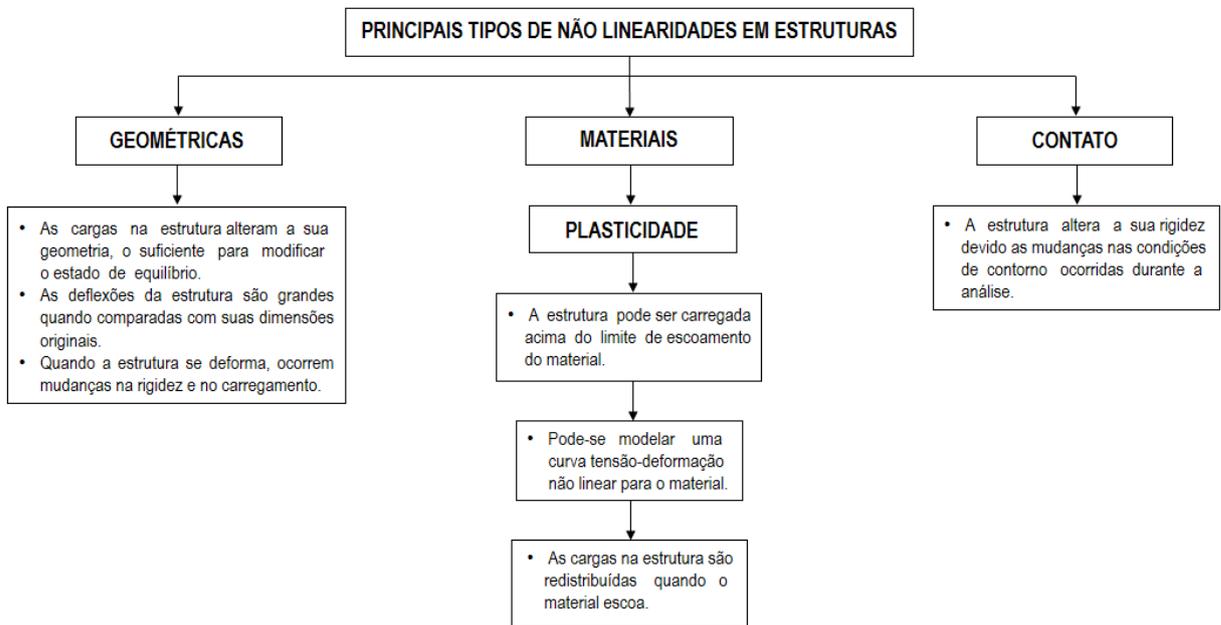
Fonte: Autor (2020).

As condições geométricas estão associadas a estruturas consideradas de grande comprimento, sem variação da seção transversal ao longo do seu eixo longitudinal (eixo  $z$ ). As condições de carregamento são aquelas onde este é aplicado transversalmente aos elementos longitudinais de forma auto-equilibrada, não havendo variação ao longo do comprimento e, portanto, os esforços transversais a este eixo nas seções extremas são nulos. Por fim, do ponto de vista cinemático, admite-se a existência de planos rígidos, fixos e sem atrito nas seções extremas, os quais impedem quaisquer deslocamentos dos pontos desta seção para fora do plano que pertencem.

## 2.2 NÃO LINEARIDADES EM PROBLEMAS ESTRUTURAIS

Para Alves Filho (2018), há três formas de não linearidade presentes na mecânica estrutural, sendo elas: a não linearidade física ou material, associada à resposta não linear entre tensões e deformações no modelo constitutivo do material ao carregamento imposto, a não linearidade associada às mudanças nas condições de contorno, a exemplo dos problemas de contato, e a não linearidade geométrica, associada a regimes de grandes deslocamentos e rotações, geralmente associados a pequenas deformações. A Figura 2.5 ilustra de forma resumida estes referidos tipos de não linearidades supracitados.

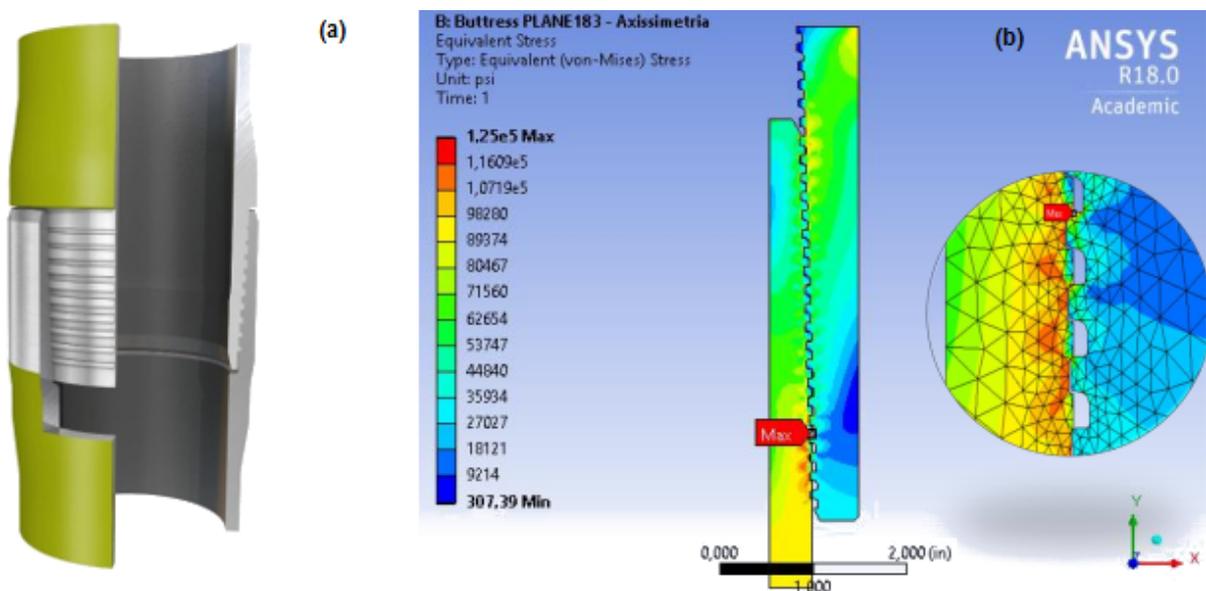
Figura 2.5 – Tipos de não linearidades presentes em problemas de engenharia estrutural.



Fonte: Adaptado de Alves Filho (2018).

Mesmo não sendo objeto deste estudo, deve-se destacar a não linearidade presente em problemas de contato. Um bom exemplo desta aplicação na indústria de óleo e gás se dá por meio de simulações da resistência de conexões de tubos que compõem colunas de revestimento. A Figura 2.6 expõe esta aplicação, sendo (a) uma vista da conexão em corte e (b) uma simulação bidimensional da resistência destes elementos.

Figura 2.6 – (a) Conexão em corte e (b) simulação 2D de resistência.



Fonte: Cabral (2017).

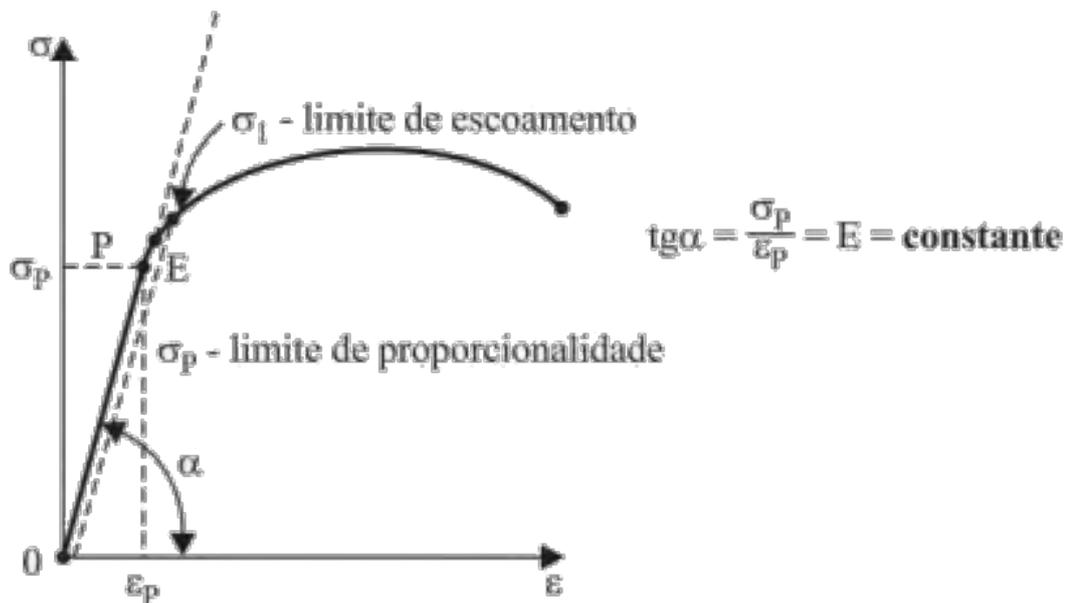
As demais não linearidades consideradas e anteriormente citadas, são expostas nas subseções que se seguem.

### 2.2.1 Não Linearidade Física

Ao se caracterizar materiais elásticos e isotrópicos, pode-se considerar que estes materiais apresentam propriedades elásticas que não dependem da direção em que são analisadas e, portanto, necessitam-se apenas de dois coeficientes constantes ou propriedades mecânicas para descrever de forma completa as relações entre tensões e deformações ou relações constitutivas desenvolvidas no material em suas aplicações em engenharia estrutural, sendo estas o módulo de elasticidade longitudinal  $E$  e o coeficiente de Poisson  $\nu$  (ALVES FILHO, 2018).

O comportamento elástico pode ser verificado na porção da curva tensão-deformação para tensões abaixo do limite de escoamento. Este fato pode ser verificado através do gráfico presente na Figura 2.7.

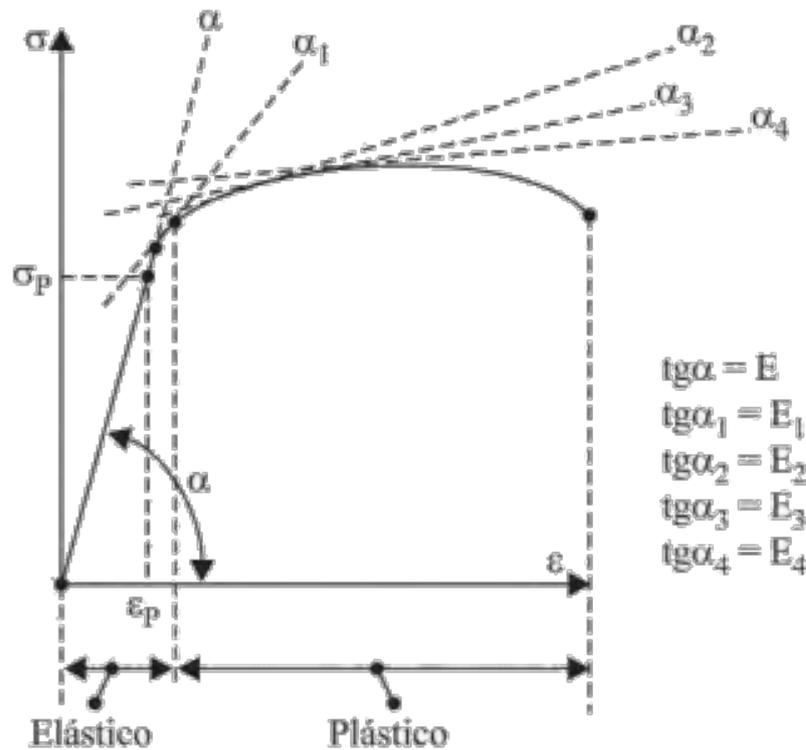
Figura 2.7 – Curva tensão-deformação típica para materiais tipicamente dúcteis.



Fonte: Alves Filho (2018).

Se, porventura, uma estrutura passa a trabalhar sob tensões acima do limite de proporcionalidade, mesmo estando em regime elástico (intervalo entre os pontos P e E, indicados pela Figura 2.7), o módulo de elasticidade do material se modifica a cada incremento de carga, o mesmo acontece para tensões acima do limite de escoamento do material, evidenciando uma variação na rigidez, indicadas pelas retas tangentes à curva, situação exposta na Figura 2.8. Nesta mesma figura observa-se que as maiores variações de rigidez acontecem após o início da plastificação do material.

Figura 2.8 – Variação da rigidez de uma estrutura após o limite de proporcionalidade.



Fonte: Alves Filho (2018).

### Curvas Tensão-Deformação Nominal e Verdadeira

O diagrama tensão-deformação nominal pode ser construído por meio de dados de ensaios laboratoriais uniaxiais de tração, cujas deformações e tensões verificadas,  $\epsilon_e$  e  $\sigma_e$ , podem ser estimadas fazendo-se o uso das Equações 2.9 e 2.10:

$$\epsilon_e = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.9)$$

$$\sigma_e = \frac{P}{A_0} \quad (2.10)$$

sabendo-se que  $L_0$  e  $L$  são respectivamente os comprimentos inicial e final do espécime utilizado,  $P$  a carga aplicada e  $A_0$  a área inicial da seção transversal, considerada invariável durante todo o ensaio mecânico.

De acordo com Tu et al. (2020), esta curva nominal negligencia as variações diferenciais da área da seção transversal do espécime sofrida durante todo o ensaio uniaxial, tornando seu uso inadequado em modelagens que apresentem regimes associados a grandes deformações e, portanto, diminuições drásticas na área transversal, comumente alcançadas após a plastificação do material.

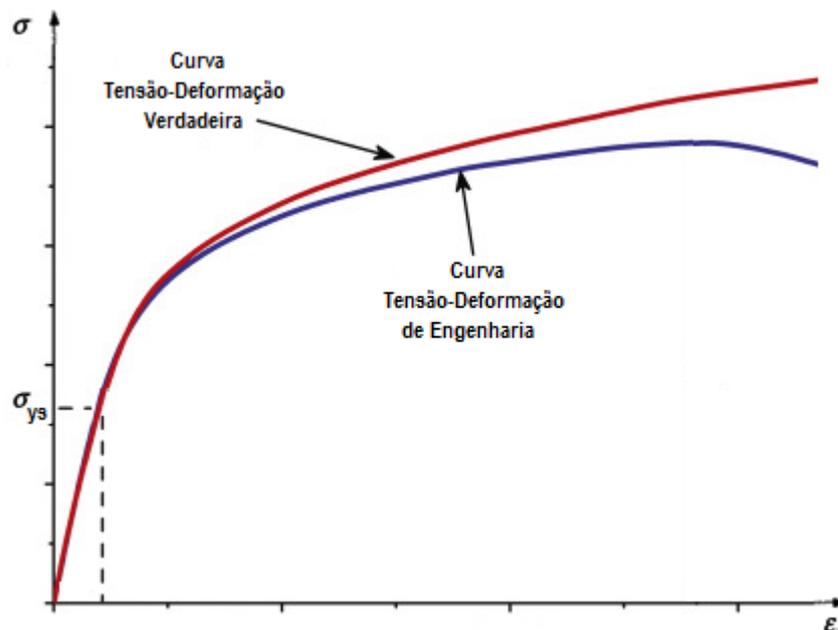
Para a melhor descrição do comportamento físico do material, sobretudo ao experimentar grandes tensões e deformações, define-se a curva tensão-deformação verdadeira, cujo par ordenado formado pelas deformações  $\varepsilon_t$  e tensões  $\sigma_t$  pode ser determinado pelo uso das Equações 2.11 e 2.12:

$$\varepsilon_t = \ln\left(\frac{A_i}{A_o}\right) \quad (2.11)$$

$$\sigma_t = \frac{P}{A_i} \quad (2.12)$$

sabendo-se que  $A_i$  é a área instantânea da seção transversal do corpo do prova. Desta forma, pode-se perceber a distinção entre as respostas mecânicas de ambas as curvas constitutivas supracitadas por meio da Figura 2.9, em vermelho a curva tensão-deformação verdadeira e em azul a curva de engenharia.

Figura 2.9 – Curvas constitutivas tensão-deformação verdadeira e de engenharia.



Fonte: Adaptado de Tu et al. (2020).

Nesta curva, percebe-se que as tensões verdadeiras mostram-se superiores às de engenharia em todo intervalo de deformações, de forma que esta diferença torna-se cada vez maior após a plastificação do material, isso porque neste exato momento a área transversal instantânea do corpo diminui ligeiramente com o aumento das deformações plásticas, elevando acentuadamente estes níveis de tensão.

A não linearidade física considerada neste estudo é concebida pela formulação contida na norma ASME BPVC (2015) e apresentada na subseção a seguir.

### Modelo Constitutivo Segundo o Código ASME BPVC (2015)

A não linearidade física ou material do problema é representada neste trabalho pelo modelo constitutivo elastoplástico com endurecimento não linear (*nonlinear hardening*), concebido segundo o equacionamento descrito pelo código ASME BPVC (2015), em sua Seção VIII - *Rules for Construction of Pressure Vessels*, divisão 2 - *Alternative Rules*. Este modelo é amplamente utilizado pela indústria metalúrgica para especificação dos graus de aço utilizados em produtos para o setor de óleo e gás, conhecidos como *Oil Country Tubular Goods* (OCTG).

Esta seção faz referência aos parâmetros de resistência de materiais utilizados na construção de equipamentos industriais como caldeiras, tubulações e vasos de pressão, todos em função de determinadas faixas de temperatura. A seguir, têm-se as equações suficientes para geração da curva tensão-deformação, segundo o referido código.

Inicialmente, define-se por meio do uso da Equação 2.13 a deformação residual plástica de engenharia  $\epsilon_{ys}$ .

$$\epsilon_{ys} = 0,20\% \quad (2.13)$$

A Equação 2.14 indica a relação entre a tensão de escoamento  $\sigma_{ys}$  e tensão última de engenharia  $\sigma_{uts}$  do material.

$$R = \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \quad (2.14)$$

O coeficiente de endurecimento na região onde se desenvolvem grandes deformações é calculado pela Equação 2.15.

$$m_1 = \frac{\ln(R) + (\epsilon_p - \epsilon_{ys})}{\ln \left[ \frac{\ln(1 - \epsilon_p)}{\ln(1 - \epsilon_{ys})} \right]} \quad (2.15)$$

Deve-se ressaltar que o fator  $m_2$  possui uma equação para cada tipo de material considerado. Neste estudo o material utilizado é classificado como sendo do grupo dos aços inoxidáveis e ligas à base de Níquel (*Stainless Steel and Nickel Base Alloys*), cuja temperatura limite de trabalho é de 480° Celsius ou 900° Fahrenheit. Estes dados podem ser verificados pela Tabela 3-D1 da norma, destacada na Figura 2.1. Nesta mesma tabela, é definido o parâmetro de ajuste da curva tensão-deformação  $\epsilon_p$ , em função do material.

Pela Equação 2.16, define-se o expoente de ajuste para a curva tensão-deformação igual à deformação verdadeira na tensão última verdadeira  $m_2$ .

$$m_2 = 0,75 \cdot (1 - R) \quad (2.16)$$

Tabela 2.1 – Tabela de parâmetros segundo a ASME BPVC (2015).

Material	Temperature Limit	$m_2$	$\epsilon_p$
Ferritic Steel	480°C (900°F)	$0.60(1.00 - R)$	2.0E-5
<b>Stainless Steel and Nickel Base Alloys</b>	<b>480°C (900°F)</b>	<b><math>0.75(1.00 - R)</math></b>	<b>2.0E-5</b>
Duplex Stainless Steel	480°C (900°F)	$0.70(0.95 - R)$	2.0E-5
Precipitation Hardenable Nickel Base	540°C (1000°F)	$1.90(0.93 - R)$	2.0E-5
Aluminum	120°C (250°F)	$0.52(0.98 - R)$	5.0E-6
Copper	65°C (150°F)	$0.50(1.00 - R)$	5.0E-6
Titanium and Zirconium	260°C (500°F)	$0.50(0.98 - R)$	2.0E-5

Fonte: ASME BPVC (2015).

A Equação 2.17, expõe a constante de ajuste da curva tensão-deformação para região elástica  $a_1$ .

$$a_1 = \frac{\sigma_{ys} \cdot (1 + \epsilon_{ys})}{[\ln(1 + \epsilon_{ys})]^{m_1}} \quad (2.17)$$

Para a constante de ajuste de curva tensão-deformação para região plástica  $a_2$ , vide Equação 2.18.

$$a_2 = \frac{\sigma_{ys} \cdot e^{m_2}}{m_2^{m_2}} \quad (2.18)$$

Pela Equação 2.19, calcula-se o limite de resistência à tração avaliado com a deformação verdadeira  $\sigma_{uts}$ .

$$\sigma_{uts} = \sigma_{ys} \cdot e^{m_2} \quad (2.19)$$

A deformação plástica verdadeira da região de microdeformações  $\epsilon_1$ , é indicada pela Equação 2.20, em que  $\sigma_t$  é a tensão verdadeira na qual a deformação verdadeira é avaliada.

$$\epsilon_1 = \left( \frac{\sigma_t}{a_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} \quad (2.20)$$

Analogamente, a deformação plástica verdadeira da região de macrodeformações  $\epsilon_2$ , pode ser calculada pela Equação 2.21.

$$\epsilon_2 = \left( \frac{\sigma_t}{a_2} \right)^{\frac{1}{m_2}} \quad (2.21)$$

O parâmetro atribuído ao material  $k$ , deve ser calculado pela Equação 2.22.

$$k = 1,5 \cdot R^{1,5} - 0,5 \cdot R^{2,5} - R^{3,5} \quad (2.22)$$

Pela Equação 2.23, define-se o parâmetro de ajuste da curva tensão-deformação  $h$ .

$$h = \frac{2 \cdot [\sigma_t - (\sigma_{ys} + k \cdot (\sigma_{uts} - \sigma_{ys}))]}{k \cdot (\sigma_{uts} - \sigma_{ys})} \quad (2.23)$$

A deformação verdadeira da região de microdeformações presente na curva tensão-deformação,  $\gamma_1$ , é calculada pela Equação 2.24.

$$\gamma_1 = \frac{\epsilon_1}{2} \cdot [1 - \tanh(h)] \quad (2.24)$$

Seja a deformação verdadeira da região de macrodeformações presente no modelo constitutivo,  $\gamma_2$ , conforme indicada pela Equação 2.25.

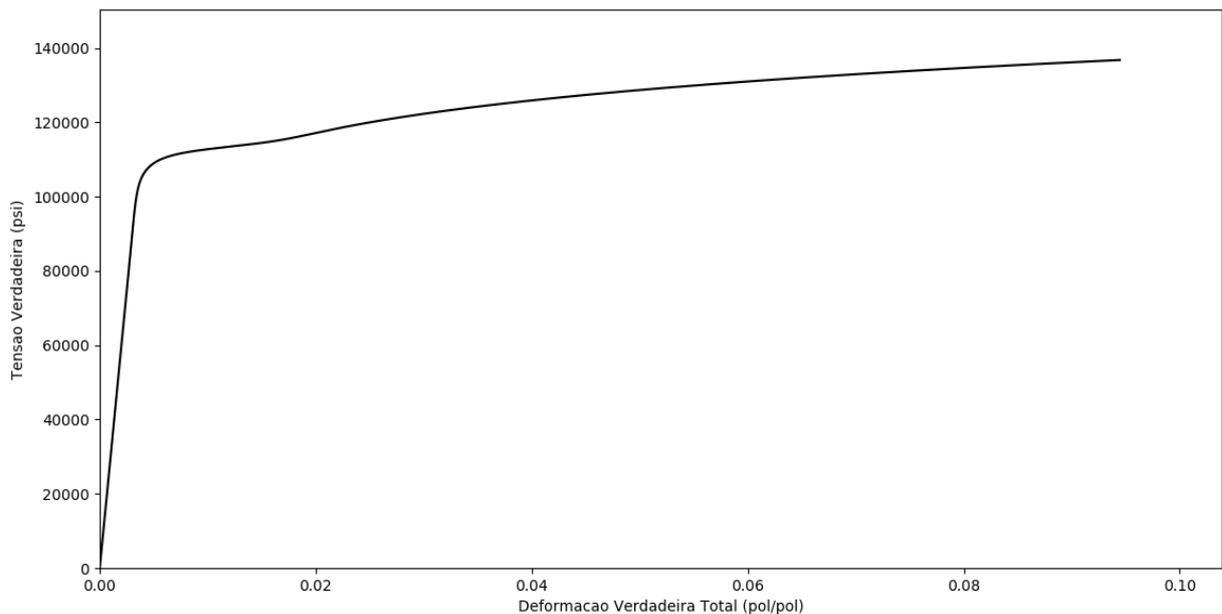
$$\gamma_2 = \frac{\epsilon_2}{2} \cdot [1 - \tanh(h)] \quad (2.25)$$

E, por fim, a deformação verdadeira total  $\epsilon_t$  pode ser calculada pela Equação 2.26:

$$\epsilon_t = \frac{\sigma_t}{E_y} + \gamma_1 + \gamma_2 \quad (2.26)$$

sendo  $E_y$  é o módulo de elasticidade do material, avaliado em uma temperatura de interesse, neste estudo assumido como obtido em temperatura ambiente. De posse das equações acima pode-se verificar a relação capaz de gerar a curva do modelo constitutivo, definido em termos de valores de tensão verdadeira e deformação verdadeira total, conforme ilustrado pela Figura 2.10.

Figura 2.10 – Curva tensão-deformação verdadeira segundo o código ASME BPVC (2015).



Fonte: Autor (2020).

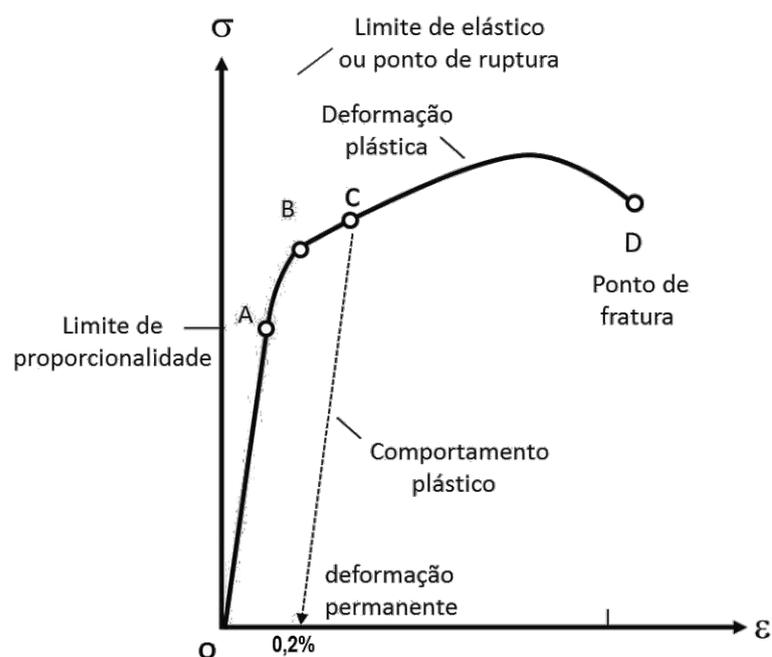
## 2.2.2 Noções de Plasticidade

Em projetos estruturais, via de regra, admite-se que as solicitações impostas devem produzir um comportamento elástico no material que os compõem, pois se trata de um limite seguro para utilização destas estruturas, indicando assim que se deve evitar a aparição de deformações residuais de caráter plástico, efeito alcançado ao se ultrapassar o limite de escoamento do material (NATAL; DINIS, 2004).

Para Alves Filho (2018), a não linearidade física é uma característica inerente à resposta não proporcional do material quanto à correspondência entre tensões e deformações a partir dos níveis de tensão acima do limite de proporcionalidade e escoamento, adentrando na região de plasticidade, ou seja, o material passa a não mais obedecer à lei de *Hooke*. Deformações em regime plástico não cessam com a retirada do carregamento, permanecendo de forma residual na estrutura, associadas às tensões superiores ao limite de escoamento do material, com ou sem a ocorrência do efeito de encruamento.

As porções elástica e plástica de uma curva tensão-deformação típica de materiais dúcteis podem ser visualizadas na Figura 2.11. Sobre a curva tensão-deformação, pode-se traçar uma reta paralela à porção elástica da curva a partir do ponto de início da plastificação (ponto C), obtendo-se uma deformação residual permanente de aproximadamente  $\varepsilon_p = 0,2\%$ . No ponto C, ao se retirar o carregamento, observa-se que a parcela de deformação elástica é recuperada, indicando que a deformação final alcançada não é em sua totalidade plástica permanente (ALVES FILHO, 2018).

Figura 2.11 – Diagrama tensão-deformação com porções elástica e plástica.

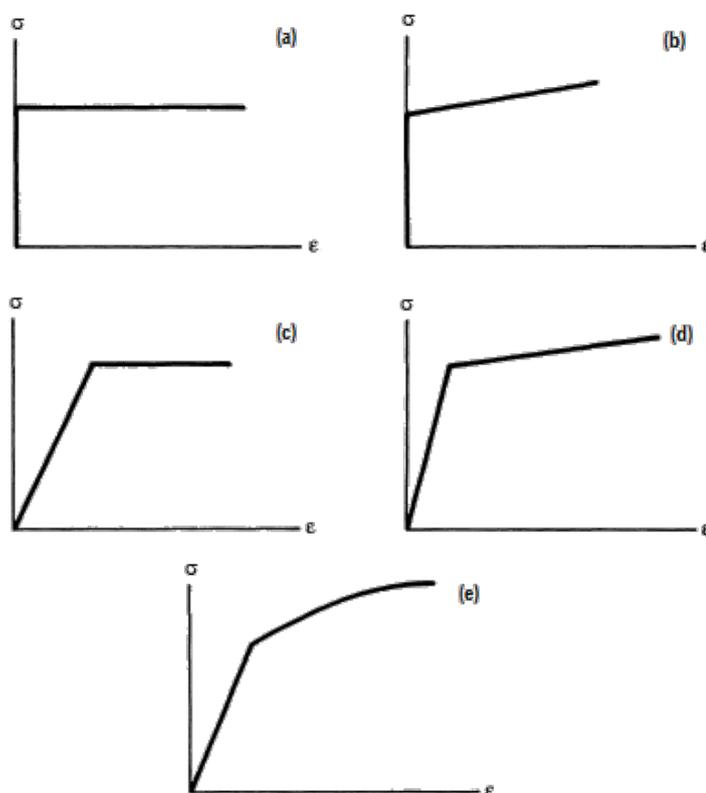


Fonte: Adaptado de Barcelos (2015).

Diferentemente do exposto na Figura 2.11, a curva de descarregamento real, a rigor, não é exatamente paralela à curva de carregamento, localizada na porção elástica da curva (ALVES FILHO, 2018). De acordo com Shames e Cozzarelli (1992), a esse efeito de não paralelismo entre as curvas de carregamento e descarregamento pós-plastificação, formando uma espécie de *loop*, dá-se o nome de histerese. Neste processo há uma pequena perda de energia, que pode ser quantificada pelo cálculo da área interna entre estas curvas. Para tensões inferiores à de escoamento considera-se, para fins práticos, que não há histerese, ou seja, não há perda de energia e, conseqüentemente, as trajetórias de carga e descarga são praticamente coincidentes.

É comum o uso de curvas tensão-deformação idealizadas de natureza linear e não linear, associadas a modelos matemáticos simplificados de representação do comportamento elastoplástico de alguns materiais. Dentre estes, pode-se destacar as representações de materiais rígidos perfeitamente plásticos e com endurecimento linear, elásticos perfeitamente plásticos, elásticos com endurecimento linear e elásticos com endurecimento não linear, ilustrados respectivamente pelas Figuras 2.12 (a), (b), (c), (d) e (e), respectivamente.

Figura 2.12 – Curvas tensão-deformação para materiais com comportamento plástico.



Fonte: Adaptado de Shames e Cozzarelli (1992).

Muitos materiais dúcteis podem ter seu comportamento mecânico idealizado e modelado por diagramas tensão-deformação elastoplásticos com endurecimento não linear, a exemplo de alguns aços como o utilizado neste trabalho.

### 2.2.3 Endurecimento

Em muitos materiais metálicos como o aço-carbono, alumínio e cobre, observa-se que após a aplicação de carregamentos que proporcionem o surgimento de tensões superiores à de escoamento, estas continuam a crescer para que o material continue se deformando, porém a uma taxa menor, evidenciando a diminuição de rigidez. Este efeito é denominado endurecimento por deformação ou simplesmente endurecimento (*hardening*), manifestando-se na forma não linear após o atingimento de tensões de escoamento do material (SHAMES; COZZARELLI, 1992).

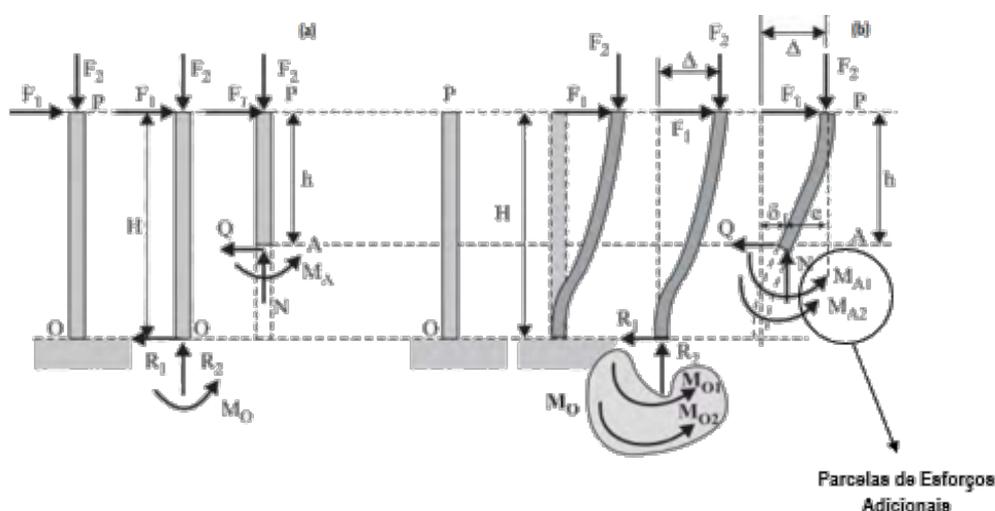
### 2.2.4 Não Linearidade Geométrica

A não linearidade geométrica é um fenômeno físico associado à presença de instabilidades, grandes deslocamentos e rotações, geralmente apresentando pequenas deformações associadas, com alterações drásticas na geometria estrutural (ALVES FILHO, 2018). Para o melhor entendimento deste conceito, dois problemas ilustrativos são apresentados nesta seção. Um deles trata do problema de flambagem de vigas sob compressão axial e um outro problema de uma barra com mola torcional.

#### Flambagem de Barras sob Compressão

Considere-se o exemplo ilustrado pela Figura 2.13 (b), em regime não linear geométrico, de modo que o equilíbrio de forças internas e externas sobre a estrutura é estabelecido na configuração deformada, diferentemente do exposto na Figura 2.13 (a), em que o equilíbrio é imposto na configuração indeformada.

Figura 2.13 – (a) Configurações indeformada e (b) deformada para uma coluna.



Fonte: Adaptado de Alves Filho (2018).

Neste último caso, considera-se a premissa de que a estrutura é submetida a um regime de pequenos deslocamentos e pequenas deformações, sem que hajam mudanças significativas em sua configuração geométrica após a aplicação do carregamento. Assim, em um regime geometricamente linear, as equações de equilíbrio são estabelecidas considerando-se o diagrama de corpo livre da viga indeformada, podendo ser escritas de acordo com as Equações 2.27, 2.28 e 2.29:

$$Q = F_1 \quad (2.27)$$

$$N = F_2 \quad (2.28)$$

$$M_A = F_1 \cdot h \quad (2.29)$$

nas quais  $Q$ ,  $N$  e  $M_A$  representam os esforços cortante, normal e fletor exercidos na barra, respectivamente.

Com respeito à configuração deformada, ilustrada pela Figura 2.13 (b), as expressões de equilíbrio podem ser escritas de acordo com as Equações 2.30, 2.31 e 2.32.

$$R_1 = F_1 \quad (2.30)$$

$$R_2 = F_2 \quad (2.31)$$

$$M_O = M_{O1} + M_{O2} = F_1 \cdot H + F_2 \cdot \Delta \quad (2.32)$$

Considerando-se o equilíbrio das forças e momentos externos e internos, têm-se as seguintes equações para os esforços internos:

$$Q = F_1 \quad (2.33)$$

$$N = F_2 \quad (2.34)$$

$$M_A = M_{A1} + M_{A2} = F_1 \cdot h + F_2 \cdot e \quad (2.35)$$

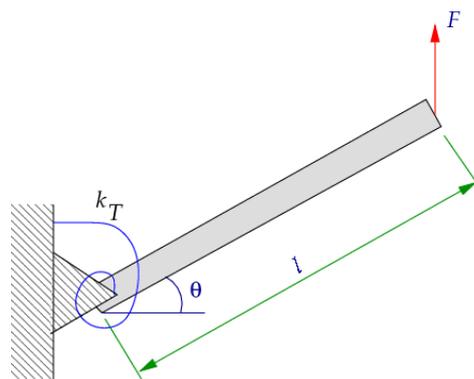
Pelas equações de equilíbrio para momentos fletores na configuração de equilíbrio deformada, indicadas pelas Equações 2.32 e 2.35, pode-se perceber que, no cálculo dos esforços internos, surgem parcelas adicionais, não contabilizadas em regime geometricamente linear, sendo estes considerados termos de ordem superior, indicando agora que nesta configuração a força  $F_2$  passa a contribuir para a flexão da viga. Para Alves Filho (2018), este fato indica que,

ao passo que a estrutura se deforma, surgem novos termos adicionais de força nas equações de equilíbrio e, portanto, à medida que o deslocamento aumenta, a relação entre este e a força aplicada também é alterada, evidenciando que a rigidez da estrutura sofre modificação. Em outras palavras, a rigidez é alterada devido a presença de grandes deflexões, alterando as equações de equilíbrio. A subseção que segue expõe mais um exemplo para o melhor entendimento do fenômeno da não linearidade geométrica.

### Barra com Mola Torcional

Neste problema, pode-se verificar que há uma condição de contorno não linear associada a presença de uma mola torcional. Para analisar o seu efeito, deve-se considerar as equações que seguem. Inicialmente, deve-se impor o equilíbrio de momentos na barra, sabendo-se que  $M_b$  é o momento na porção articulada da barra, conforme a Figura 2.14. Seu valor pode ser calculado pela Equação 2.36:

Figura 2.14 – Barra submetida à ação de uma mola torcional.



Fonte: Autor (2020).

$$M_b = F \cdot l \cdot \cos(\theta) \quad (2.36)$$

sabendo-se que  $F$  é a força aplicada na extremidade da barra,  $l$  o comprimento da barra e  $\theta$  o seu ângulo de rotação. Outra forma de se definir este momento torcional, em termos da rigidez da mola  $K_t$ , é indicada pela Equação 2.37.

$$M_b = k_T \cdot \theta \quad (2.37)$$

Igualando-se as Equações 2.36 e 2.37, pode-se encontrar a força aplicada na barra em função do ângulo de passeio  $\theta$ , conforme mostrado na Equação 2.38.

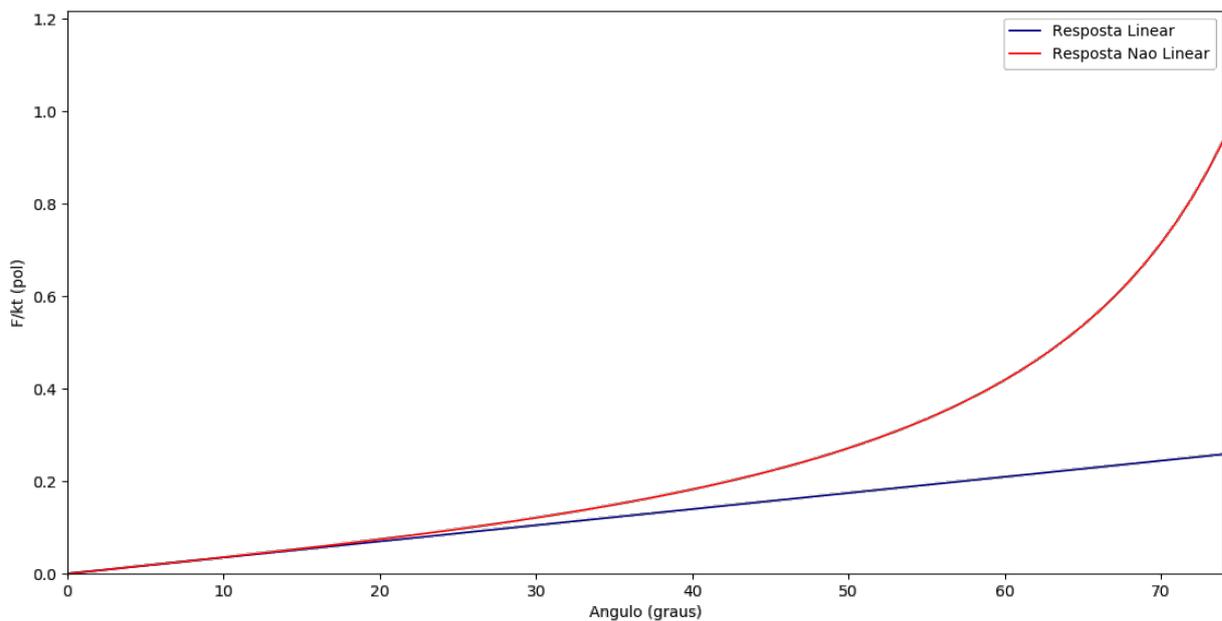
$$F = \frac{k_T \cdot \theta}{l \cdot \cos(\theta)} \quad (2.38)$$

note que a Equação 2.38 é válida mesmo para regimes de grandes rotações, ao contrário do verificado pela Equação 2.39.

$$F = \frac{k_T \cdot \theta}{l} \quad (2.39)$$

Nesta Equação 2.39, há uma simplificação, que limita o cálculo da força aplicada ao regime de pequenas rotações ( $\theta \ll 1$ ), fazendo com que matematicamente se possa ter  $\cos(\theta) \approx 1$ . Para melhor ilustrar esta influência, plotam-se as curvas que relacionam  $F/k_T$  em função de  $\theta$ , em regime linear e não linear geométrico (indicados pelas Equações 2.38 e 2.39), presentes na Figura 2.15. Considera-se neste exemplo que as variáveis assumem os valores  $l = 5$  pol,  $k_T = 1$  lbf/pol e  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$ .

Figura 2.15 – Respostas dos regimes linear e não linear geométrico para o referido exemplo.



Fonte: Autor (2020).

Com base nas curvas presentes na Figura 2.15, nota-se que as diferenças entre as respostas se acentuam com o aumento do ângulo de rotação. Esse comportamento indica que efeitos de segunda ordem como a não linearidade geométrica, em algumas situações, não pode ser negligenciado, especialmente em sistemas estruturais que experimentam grandes deslocamentos e rotações.

## 2.3 ESTADOS LIMITES

Entende-se por estado limite de uma estrutura como sendo o limite superior no qual uma estrutura ou componente estrutural passa a não mais atender as suas finalidades previstas em

projeto, tais como conforto, desempenho, funcionalidade, durabilidade e sobretudo segurança (NBR 6118, 2014).

Desta forma uma estrutura pode atingir o estado limite quanto aos quesitos funcional ou estrutural. Existem dois estados limites descritos na literatura específica, sendo eles: o estado limite de serviço ou de utilização (ELS) e o estado limite último (ELU), comumente associados às configurações que causam desconfortos de múltiplas naturezas por parte dos usuários ou à configuração observada na ruína total da estrutura, respectivamente. Estes são melhores descritos nos tópicos que seguem.

### 2.3.1 Estado Limite de Serviço

O estado limite de serviço está associado às condições normais de utilização de uma estrutura ou componente estrutural. Em outras palavras, este limite preocupa-se, além da segurança, com a funcionalidade e aparência da estrutura, tornando-a funcional para os que a utilizam (EUROCODE, 2002).

O estado limite de serviço pode ser dividido em dois outros estados, os estados limites de serviço reversível e irreversível (GULVANESSION; CALGARO; HOLICKÝ, 2002).

Ainda de acordo com Gulvanessian, Calgaro e Holický (2002), o estado limite de serviço irreversível é caracterizado pela permanente ultrapassagem do limite de serviço, mesmo quando os carregamentos impostos são removidos, muitas vezes causando danos e deformações locais inadmissíveis para estrutura, comprometendo seu pleno funcionamento. Por outro lado, no estado reversível, com a retirada das solicitações, a estrutura volta a permanecer em uma fronteira segura para sua utilização em serviço.

### 2.3.2 Estado Limite Último

O estado limite último está associado à situação de falha por colapso ou a outras formas de falhas estruturais. Isto indica que, na maioria dos casos, considera-se o estado limite último equivalente à falha do material propriamente dita (EUROCODE, 2002). Em situações nas quais a estrutura pode experimentar deformações excessivas, consideram-se os estados anteriores ao colapso, com a finalidade de simplificar as análises (GULVANESSION; CALGARO; HOLICKÝ, 2002).

Deve-se enfatizar que o estado limite último é considerado em uma das abordagens da formulação segundo o modelo de resistência ao colapso proposto por Klever e Tamano (2006).

## 2.4 NOÇÕES DE ESTABILIDADE ESTRUTURAL

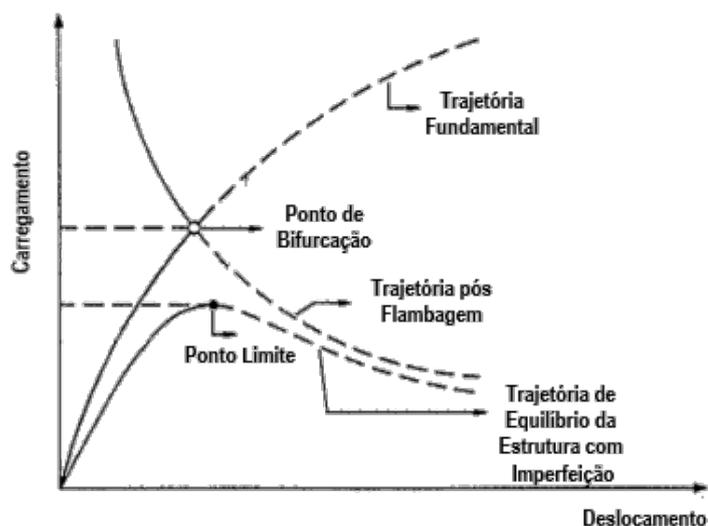
A configuração de equilíbrio de uma estrutura ou componente estrutural sujeitos a determinadas ações capazes de modificar seu estado de tensão, pode se comportar de maneira

---

instável ou estável. Esta estabilidade pode evoluir segundo uma trajetória que relaciona o carregamento imposto à estrutura com os deslocamentos verificados, correspondendo, portanto, à transição entre as configurações estável e instável.

O fenômeno de instabilidade pode se manifestar de duas formas distintas em uma estrutura. A primeira delas é verificada em um determinado ponto de carregamento ao longo da trajetória fundamental de equilíbrio, denominado ponto de bifurcação. Este ponto pode ser capaz de designar a falha na ausência de imperfeições, assumindo posteriormente as possíveis trajetórias de flambagem. A segunda forma aponta a existência de um carregamento limite (ponto limite), presente na trajetória de equilíbrio da estrutura dotada de imperfeição. Este ponto está associado ao máximo carregamento suportado pela estrutura, considerando-se a última configuração de equilíbrio pré flambagem (REIS; CAMOTIM, 2001). Ambas as trajetórias de instabilidade podem ser observadas pela Figura 2.16.

Figura 2.16 – Curva carregamento *versus* deslocamento e trajetórias de instabilidade.



Fonte: Adaptado de Reis e Camotim (2001).

Conforme Reis e Camotim (2001), em estruturas reais, portanto dotadas de imperfeições, não há verificação de bifurcação de equilíbrio, também por isso, a trajetória de equilíbrio da estrutura não possui ponto de bifurcação, tomando a forma da trajetória para estruturas imperfeitas, no qual o ponto limite está associado ao máximo fator de carga suportada pela estrutura, representando o instante imediato em que a configuração da mesma passa de estável para instável.

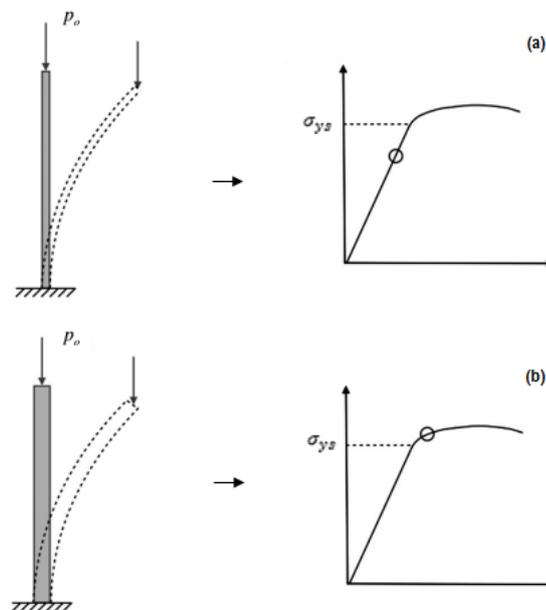
Nas seções a seguir, há uma exposição sobre a manifestação do fenômeno de instabilidade em elementos estruturais como colunas, mais precisamente o problema de flambagem por carga crítica compressiva, fazendo-se uma analogia para a introdução ao conceito de instabilidade aplicado a elementos tubulares, um dos principais focos deste trabalho.

### 2.4.1 Analogia do Colapso em Tubos com a Flambagem em Colunas

O exemplo de engenharia estrutural mais corriqueiro que pode ilustrar o fenômeno de instabilidade de estruturas é o problema de flambagem em colunas sob compressão axial, também conhecido como problema de carga crítica de *Euler*. Considera-se uma coluna que deve ser projetada dentro de suas especificações prescritas em projeto, e que garantam que a mesma se mantenha retilínea, sofrendo apenas deformações em regime de membrana, vide Figura 2.17 (a).

Nestas condições, a coluna possui uma rigidez proporcional à rigidez à compressão axial, de modo que se esta carga ultrapassar a carga crítica de flambagem, uma outra possível configuração, curva ou flexionada, torna-se energeticamente mais viável, vide Figura 2.17 (b). Na configuração adquirida pós-flambagem (configurações tracejadas na Figura 2.17), a coluna tem sua rigidez drasticamente diminuída, passando a não mais exercer suas funcionalidades estruturais, indicando sua provável falha (KYRIAKIDES; CORONA, 2007).

Figura 2.17 – Flambagem de colunas associada às suas tensões.



Fonte: Adaptado de Pattillo (2018).

De acordo com Kyriakides e Corona (2007), para uma coluna perfeitamente retilínea, a carga de flambagem é conhecida pela análise via bifurcação linearizada, de modo que antes de atingir a carga crítica a configuração reta é a única solução. Porém, ao alcançar a carga crítica de flambagem, a coluna pode assumir duas configurações, uma delas é manter-se retilínea e, portanto, instável, e a outra, uma configuração flexionada, estável, ambas decorrentes da bifurcação devido a existência de duas soluções possíveis para o problema de instabilidade.

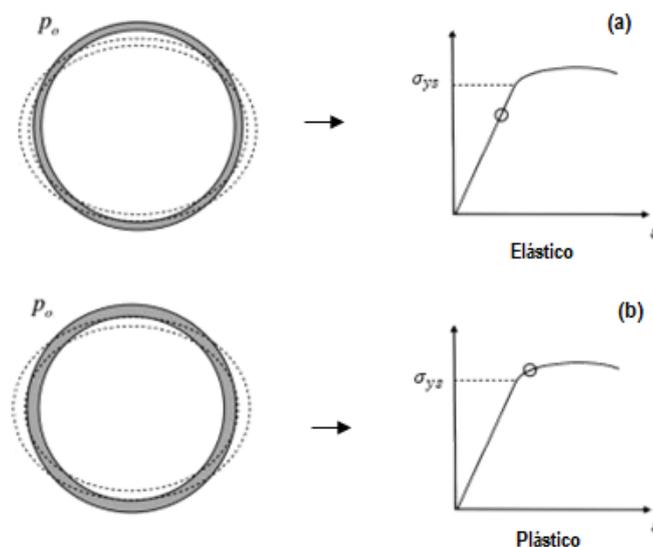
Fazendo-se uma analogia do processo de colapso em elementos tubulares com a flambagem de uma coluna submetida à compressão axial, os modos de flambagem podem ser categorizados como flambagem elástica e flambagem plástica, ambos em relação à tensão de

escoamento do material (PATTILLO, 2018). Ainda de acordo com o autor, isso indica que um elemento de alta esbelteza deve apresentar maior instabilidade, iniciando a flambagem ao desenvolver tensões inferiores a de escoamento, vide o diagrama tensão-deformação contido na Figura 2.17 (a). Já os elementos de menor esbelteza desenvolvem tensões ligeiramente menores, iguais ou acima do escoamento no início da flambagem, em muitos casos atingindo a região de plastificação da curva tensão-deformação de acordo com a Figura 2.17 (b).

#### 2.4.2 Instabilidade de Tubulares Submetidos à Pressão Externa

Como forma de exemplificar o fenômeno de instabilidade de tubulares, considera-se um tubo cuja espessura é bem inferior ao seu diâmetro externo, significando que este elemento tubular possui elevada esbelteza transversal. Ao se aplicar uma pressão externa no mesmo, verifica-se que as tensões desenvolvidas ao longo da seção transversal do tubo crescem de forma que se possa atingir um estado de instabilidade ou flambagem transversal, como mostrado pelas configurações tracejadas na Figura 2.18 (a).

Figura 2.18 – Colapso de tubulares e seus níveis de tensão no diagrama tensão-deformação.



Fonte: Adaptado de Pattillo (2018).

Segundo Pattillo (2018), caso as tensões máximas verificadas na seção não ultrapassem a tensão de escoamento do material, pode-se afirmar que ocorre neste presente momento o colapso elástico, vide Figura 2.18 (a). Nesta situação, verifica-se que há somente a dependência de dois parâmetros mecânicos, módulo de elasticidade  $E$  e o coeficiente de Poisson  $\nu$ , evidenciando que de fato a resistência ao colapso neste regime independe da tensão de escoamento do material, conforme apontado por Alves Filho (2018). Nota-se que, neste regime de falha, a instabilidade da seção do tubo decorre da elevada esbelteza, caracterizando-se como um fenômeno essencialmente geométrico.

Com o aumento da espessura da parede do tubular, a seção transversal deve experimentar um aumento em sua rigidez, de forma que no imediato momento de início da flambagem, os níveis de tensão ultrapassem a tensão de escoamento do material, ocorrendo a plastificação da seção transversal, de acordo a forma tracejada e gráfico tensão-deformação presentes na Figura 2.18 (b).

Para efeito de estudo do colapso e da instabilidade estrutural, consideram-se duas abordagens: a primeira indica a bifurcação, dividindo-se em dois ramos para elementos considerados perfeitos, e aquela que considera a instabilidade como efeito da amplificação de um estado inicial, como ovalização, excentricidade, tensão residual ou carregamento assimétrico inicial (PATTILLO, 2018).

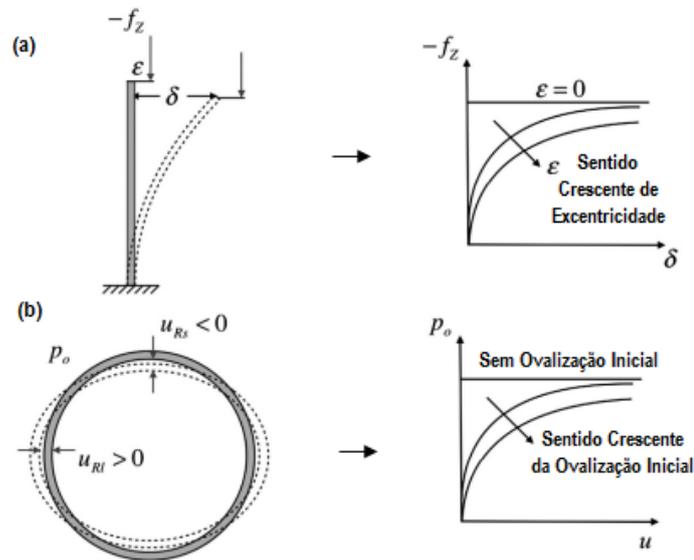
Considerando-se o mesmo exemplo da coluna sob compressão (Figura 2.19), caso esta tenha alguma imperfeição e seja simetricamente carregada, ou seja, a carga é aplicada no eixo principal da viga ( $\varepsilon = 0$ ), observa-se que não há deflexão da coluna ( $\delta = 0$ ) até que a carga crítica de flambagem seja atingida. Nesse ponto crítico, são possíveis dois caminhos de equilíbrio. Em um dos caminhos a coluna continua resistindo ao aumento da carga compressiva  $f_y$  sem que haja a deflexão, representado pela linha vertical coincidente com o eixo das ordenadas  $y$ . O outro caminho permite que  $\delta$  aumente repentinamente sem controle após a bifurcação, conforme indicado pela reta horizontal ( $\varepsilon = 0$ ), indicado pelo gráfico da Figura 2.19 (a). Para vigas sob a mesma condição de carregamento excêntrico, observa-se que há uma trajetória sem bifurcação, ou seja, a viga desde o início da aplicação da carga sofre deflexão. Observa-se que quanto maiores forem essas excentricidades de aplicação das cargas, as curvas vão tendendo a diminuir suas cargas de flambagem.

De forma análoga para o tubo, considerando que a seção transversal seja inicialmente imperfeita, o aumento diferencial de pressão externa faz com que o tubo se comprima de forma assimétrica na dimensão radial até que a pressão externa crítica seja atingida, portanto, neste ponto da trajetória de equilíbrio do tubular há o início da falha por instabilidade, sem que haja o processo de bifurcação.

Já para tubulares não dotados de imperfeições de manufatura, a trajetória de equilíbrio coincide com o eixo vertical das pressões, de forma que o tubular se deforma segundo uma forma axissimétrica, até que a carga crítica  $P_0$  seja atingida e o comportamento de flambagem, representado pela reta horizontal do gráfico, é observado. Este fato é indicado no gráfico da Figura 2.19 (b).

A presença de não linearidade física ou material no problema pode impactar de forma negativa no fenômeno da instabilidade, a depender do regime de falha no qual o tubular encontra-se submetido (KYRIAKIDES; CORONA, 2007). Isso se deve à relação não linear entre tensões e deformações do material presentes na zona de plasticidade, já que ao plastificar este se deforma a uma taxa mais acentuada, acarretando na amplificação dos efeitos de instabilidade geométrica da seção transversal do tubo.

Figura 2.19 – Assimetrias responsáveis pela flambagem ou colapso, respectivamente.



Fonte: Adaptado de Pattillo (2018).

## 2.5 SISTEMAS DE REVESTIMENTO DE POÇOS

A construção de poços de óleo e gás é executada por meio de fases. Estas fases dependem intrinsecamente das características das zonas geológicas ou formações perfuradas, previstas em projeto, bem como da profundidade do reservatório a ser alcançado (THOMAS, 2001).

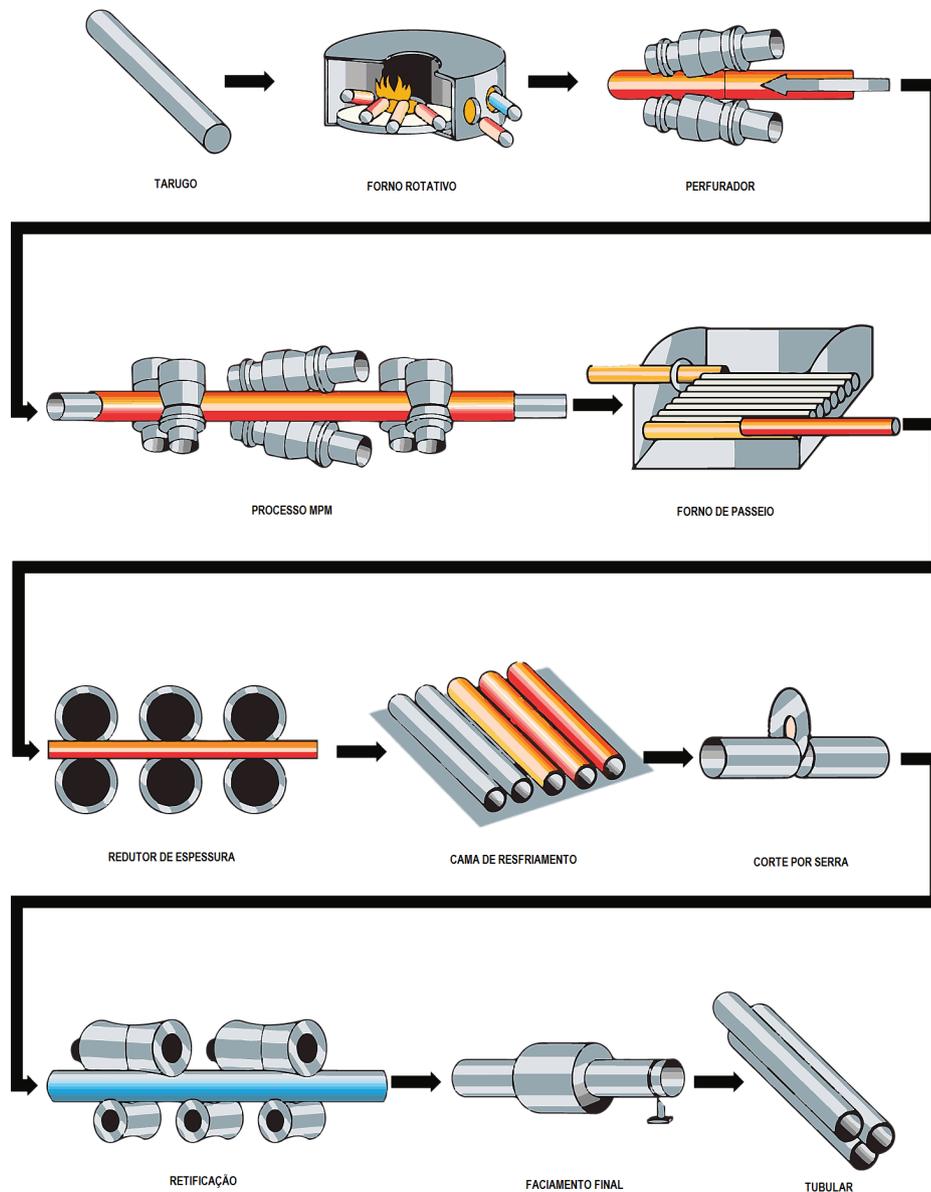
Na concepção do projeto de colunas de revestimento, as etapas são arranjadas no sentido contrário ao da perfuração, isso porque deve-se respeitar inicialmente os requisitos geológicos e de reservatório. Está incluso neste projeto a profundidade do assentamento das sapatas de revestimento, número de fases, a escolha dos tipos de revestimentos em cada fase, espessuras e diâmetros (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

A Seção a seguir trata de forma mais detalhada o processo de fabricação, características e funções destes tubulares de revestimento.

### 2.5.1 Processo de Fabricação, Características e Funções

No projeto de sistemas de revestimento, é comum adotar-se normas estabelecidas pela *American Petroleum Institute* (API), a exemplo da norma API/TR 5C3 (2008). Da mesma forma, a norma API Spec 5CT (2005), por exemplo, indica que a maioria dos revestimentos são produzidos a partir da passagem forçada de elementos rígidos por tarugos pré-aquecidos e externamente conformados a frio ou a quente, por cilindros de laminação. Desta forma, estes revestimentos são concebidos sem a presença de solda ao longo de seu comprimento, conferindo-lhes maior resistência mecânica, sendo denominados de tubos sem costura (*seamless*). Este processo é reproduzido conforme mostrado na Figura 2.20.

Figura 2.20 – Fluxograma do processo de fabricação de tubulares de revestimento.



Fonte: Adaptado de Abtersteel (2020).

Algumas características destes elementos são definidas segundo os padrões API, tais como as dimensões físicas do revestimento e os procedimentos para realização de testes de controle, qualidade e resistência (ROCHA; AZEVEDO, 2009). De acordo com a norma API/TR 5C3 (2008), os processos de manufatura de tubulares podem incluir os processos de conformação mecânica, tratamento térmico e retificação rotativa dos espécimes.

Todos os procedimentos supracitados podem gerar tensões residuais no tubular antes mesmo da sua descida no poço, as quais são comentadas na subseção 2.6.2. Os revestimentos de poços podem se apresentar de acordo com suas funções como sendo revestimentos condutores, de superfície, intermediário e de produção, que são descritos a seguir.

### **Revestimento Condutor**

Este é um tipo de revestimento com caráter e aplicação estritamente estrutural, geralmente empregado em formações iniciais mais superficiais, associadas às fases iniciais de perfuração do poço, ditas pouco ou não consolidadas, e por vezes consideradas geologicamente instáveis (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

Para Azar e Samuel (2007), estes revestimentos condutores, em sua maioria, podem ser instalados em intervalos de profundidade que podem variar de 15 a 75 metros.

### **Revestimento de Superfície**

Esta coluna de tubos é considerada um revestimento com características essencialmente estrutural, possuindo outras funções bem definidas, tais como a promoção do isolamento de zonas mais superficiais e geralmente pouco consolidadas.

Outra finalidade deste revestimento é servir de apoio e suporte para o sistema de segurança do poço, também conhecido como *blowout preventer* (BOP), além de promover o isolamento do mesmo em possíveis invasões de fluido das formações geológicas ao longo de seu intervalo de instalação (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

### **Revestimento Intermediário**

De acordo com Rocha e Azevedo (2009), revestimentos intermediários têm por finalidade proporcionar o completo isolamento de formações geológicas dotadas de hidrocarbonetos e zonas de alta ou baixa pressão, protegendo o poço das possíveis perdas de circulação de fluido, decorrentes do processo de perfuração, produção, manutenção e *workover* do poço.

### **Revestimento de Produção**

Uma das funções principais do revestimento de produção é promover a sustentação de toda a coluna de produção, de forma a garantir que os hidrocarbonetos e/ou gases sejam transportados ao longo de toda a extensão do poço de forma econômica, promovendo a sua segurança operacional (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

### **Outros Tipos de Revestimentos**

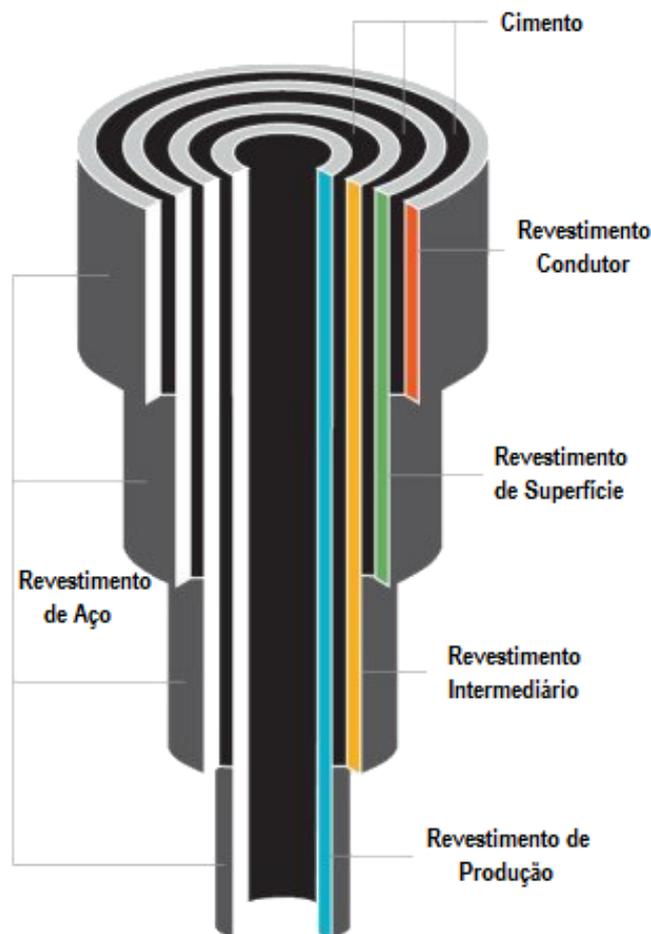
Outras classificações quanto a tubos de revestimentos podem ser encontradas na literatura, tais como os revestimentos de produção do tipo *liner*. Estes consistem em uma coluna, geralmente de pequeno comprimento, ancorada na extremidade inferior da última seção de revestimento, comumente o revestimento intermediário, ou ligado à extremidade inferior do revestimento de

---

produção do tipo *tieback*, percorrendo e revestindo toda a extensão do poço ainda aberto, região caracterizada pelo permanente contato com o reservatório (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

Todos os tipos de tubulares anteriormente citados, componentes de um sistema de revestimento, podem ser identificados na Figura 2.21.

Figura 2.21 – Sistema de revestimento típico de um poço.



Fonte: Adaptado de Devon Energy (2020).

Revestimentos expansíveis também podem ser empregados em poços de óleo e gás. Estes são considerados especiais, descidos ao poço em algumas ocasiões de caráter emergencial, com a finalidade de se reparar as superfícies internas de revestimentos danificados em alguma operação (ROCHA; AZEVEDO, 2009).

## 2.6 IMPERFEIÇÕES EM PROCESSOS DE MANUFATURA

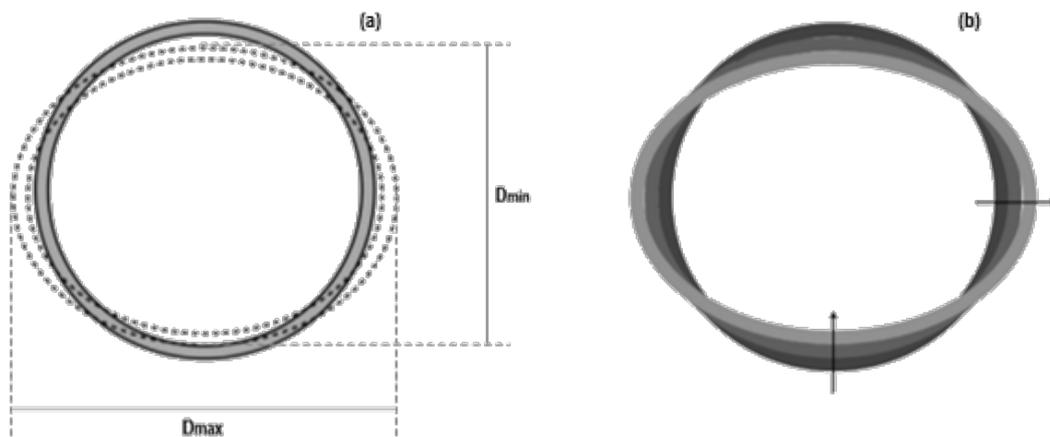
Imperfeições geométricas associadas aos processos de fabricação de tubulares de revestimento de poços, como ovalização, excentricidade e tensão residual, são consideradas pela norma API/TR 5C3 (2008), sendo influenciados pelas técnicas de fabricação no qual são submetidos (LIN et al., 2013).

Estas imperfeições podem ter um impacto considerável na redução da resistência destes elementos às solicitações quando ultrapassam os níveis de tolerância de fabricação estabelecidos por norma, preconizados pela API Spec 5CT (2005).

### 2.6.1 Ovalização e Excentricidade

Ovalização e excentricidade são consideradas imperfeições de caráter geométrico, provenientes do processo de conformação, caso o tubo seja fabricado sem costura ou por extrusão, em casos que o tubular é forçado a passar por uma extrusora, processo ilustrado pela Figura 2.20. A Figura 2.22 ilustra a seção de um espécime antes e depois de ovalizado (a) e o aspecto tridimensional do tubo ovalizado na ponta, indicando os sentidos dos deslocamentos (b).

Figura 2.22 – (a) Representação da seção do tubo ovalizado e (b) ovalizado na ponta.



Fonte: Adaptado de Pattillo (2018).

Segundo Gholami e Rasouli (2012), a literatura específica indica que os parâmetros geométricos ligados a imperfeições mais importantes na avaliação da resistência ao colapso de tubulares, a nível de projeto, são a esbeltez da seção transversal do tubo, ovalização e excentricidade. Estudos teóricos sobre o efeito da ovalização na resistência ao colapso de tubos de revestimento apontam de forma consistente que uma ovalização de 1% a 2% pode reduzir a pressão de colapso em aproximadamente 25%. Ensaios empíricos laboratoriais mostram que esse efeito pode ser menos acentuado, mostrando que a ovalização é apenas um dentre os vários parâmetros que impactam nesta resistência, a exemplo da tensão residual, isotropia, formato da curva tensão deformação (fator de forma  $h_n$ ), microestrutura e tensão de escoamento do material, dentre outros (LIN et al., 2013).

A ovalização, geralmente dada em (%), pode ser definida pela Equação 2.40:

$$ov = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{med}} \quad (2.40)$$

sendo o diâmetro médio do tubo  $D_{med}$  definido como:

$$D_{med} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n D_i \quad (2.41)$$

em que  $D_{max}$  é o diâmetro máximo,  $D_{min}$  o diâmetro mínimo e  $n$  o número de medições do diâmetro  $D_i$  ou espessura  $t_i$ .

A excentricidade de tubos pode ser definida como um número que quantifica a diferença entre as posições dos centros dos perímetros interno e externo, geralmente medidos em de forma percentual (%), definida pela Equação 2.42.

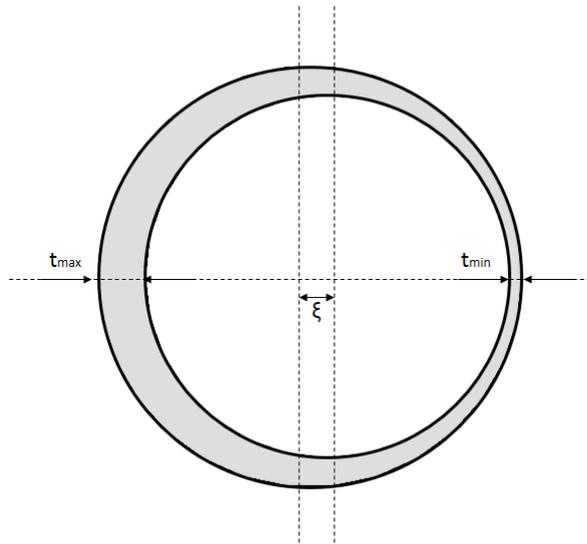
$$ec = \frac{t_{max} - t_{min}}{t_{med}} \quad (2.42)$$

Pode-se calcular a espessura média da parede do tubular pela expressão indicada na Equação 2.43:

$$t_{med} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \quad (2.43)$$

sendo  $t_{max}$  é a espessura máxima,  $t_{min}$  a espessura mínima, indicadas de forma representativa na Figura 2.23 e  $t_{med}$  a espessura média da parede do tubo.

Figura 2.23 – Representação da seção de um tubular excêntrico.



Fonte: Autor (2020).

## 2.6.2 Tensão Residual

Tensões residuais são consideradas imperfeições de origem metalúrgica provenientes da atividade fabril. Praticamente todos os processos devem produzir um campo de tensões residuais,

podendo este ser decorrente de processos mecânicos, químicos ou térmicos. O conhecimento dos níveis e da distribuição destas tensões residuais ao longo da estrutura é de vital importância para a determinação de estimativas de resistência cada vez mais confiáveis.

Tensões residuais podem ser compreendidas como tensões que se desenvolvem de forma que possam representar um estado de equilíbrio interno no material. Estes campos de tensões residuais se desenvolvem ao longo do volume do material, mesmo na ausência de carregamentos externos, gradientes de temperatura ou da influência gravitacional (LU; JAMES, 1996). De acordo com Hauk (1997), as tensões residuais são tensões auto equilibradas, sendo originadas após o material desenvolver deformações plásticas ou deformações elásticas não homogêneas localizadas.

Ao longo dos processos de fabricação, os tubulares de revestimento podem ser conformados de duas formas distintas: a quente ou *hot rotary-straightened* (HRS), a frio ou *cold rotary-straightened* (CRS). Observa-se que pelo trabalho de alinhamento a frio ocorrem reduções da resistência ao colapso do tubo, devido à presença mais acentuada de tensões residuais em relação ao processo a quente, impactando de forma relativamente sensível na forma final da curva tensão-deformação para o aço constituinte do tubo (KLEVER et al., 2010).

## 2.7 RESISTÊNCIA AO COLAPSO DE TUBULARES DE REVESTIMENTO

A aferição dos limites de resistência de elementos tubulares é concebida por meio de dados gerados de forma experimental ou por modelos mecânicos racionais. É comum a junção dos dois métodos de análise, tornando possível a calibração de coeficientes empíricos oriundos dos ensaios, alimentando as formulações teóricas.

De acordo com Gouveia et al. (2014), em situações de projeto, os limites de resistência de tubos são atenuados a níveis que garantam a sua segurança operacional, com a implantação de coeficientes de segurança estabelecidos por normas e a adoção de parâmetros nominais em contrapartida aos parâmetros reais do tubo, geralmente desconhecidos na elaboração do projeto.

Segundo Clinedinst et al. (1939), são definidos três tipos de mecanismos de colapso em tubulares, sendo eles: o colapso elástico, quando o colapso do material ocorre ainda dentro do regime linear, ou seja, abaixo do limite de proporcionalidade, o colapso plástico, que ocorre quando há tensões acima do limite de proporcionalidade, e, por fim, o colapso por escoamento acontecendo quando as tensões ultrapassam a tensão mínima de escoamento do material.

Os modelos de resistência de elementos tubulares consideram que há duas situações distintas quanto à esbeltez. Para tubos de grande espessura que falham por escoamento, a Equação 2.44 apresenta boas aproximações no cálculo da pressão resistente  $P_{yp}$ .

$$P_{yp} = 2 \cdot \sigma_{ys} \cdot \left[ \frac{\left(\frac{D}{t}\right) - 1}{\left(\frac{D}{t}\right)^2} \right] \quad (2.44)$$

Por outro lado, para tubos que apresentam esbelteza elevada, a Equação 2.45, definida por Clinedinst et al. (1939), fornece bons resultados, sabendo-se que  $P_e$  é a pressão estimada de colapso de tubulares delgados,  $\sigma_{ys}$  é a tensão mínima de escoamento,  $E$  o módulo de elasticidade e  $\nu$  o coeficiente de Poisson do aço.

$$P_e = \frac{2 \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{t}\right) \cdot \left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^2} \quad (2.45)$$

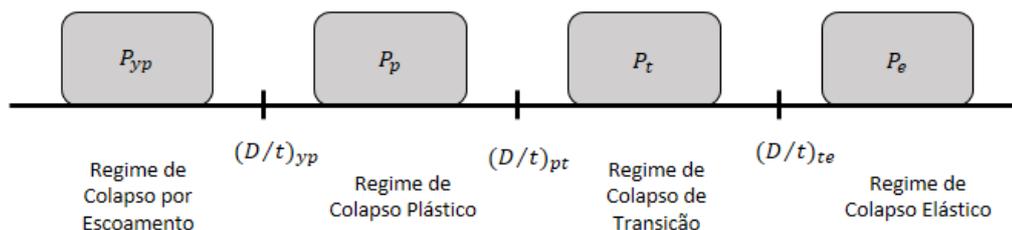
Uma observação importante acerca da Equação 2.45, é que não há uma dependência do limite de escoamento do material em regime elástico, mostrando que o colapso em tubos de paredes delgadas é um fenômeno essencialmente geométrico atrelado à instabilidade da seção transversal. Os mecanismos de colapso para tubos de esbelteza transversal intermediária mostram-se mais complexos e se encontram entre os dois regimes de colapso indicados pelas Equações 2.44 e 2.45.

Visando contemplar os tubos com distintas razões  $D/t$ , a norma API/TR 5C3 (2008) recomenda o uso de diferentes equações em função da esbelteza do tubo, de forma a delimitar os regimes de colapso. Com o mesmo propósito, Klever e Tamano (2006) propõem um equacionamento capaz de integrar todos os regimes em uma única curva. Estes modelos de resistência são apresentados a seguir.

### 2.7.1 Formulação Segundo a Norma API/TR 5C3 (2008)

O código API/TR 5C3 (2008), considera que existem quatro regimes de colapso para elementos tubulares de revestimento, delimitados em intervalos de esbelteza  $D/t$  da seção transversal dos espécimes, sendo eles: o colapso por escoamento, colapso plástico, colapso de transição e o colapso elástico, cada um com sua formulação específica para estimativa da pressão resistente. Portanto, existem três valores de esbelteza transversal que delimitam as fronteiras de resistência estabelecidas para os quatro regimes de colapso API, podendo ser indicados de acordo com a Figura 2.24.

Figura 2.24 – Esquema que delimita os intervalos para os quatro regimes de colapso.



Fonte: Autor (2020).

O primeiro regime define a resistência ao colapso por escoamento utilizando a Equação 2.44, citada anteriormente. O fator geométrico que limita as razões  $D/t$  para este regime é determinado pela Equação 2.46, sabendo-se que  $A$ ,  $B$  e  $C$  são constantes empíricas calculadas pelas Equações 2.47, 2.48 e 2.49 e  $\sigma_{ys}$ , a tensão de escoamento do tubo em psi.

$$\left(\frac{D}{t}\right)_{yp} = \frac{\sqrt{(A-2)^2 + 8 \cdot \left[B + \left(\frac{C}{\sigma_{ys}}\right)\right]} + (A-2)}{2 \cdot \left[B + \left(\frac{C}{\sigma_{ys}}\right)\right]} \quad (2.46)$$

$$A = 2,8762 + 0,10679 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_{ys} + 0,21301 \cdot 10^{-10} \cdot \sigma_{ys}^2 - 0,53132 \cdot 10^{-16} \cdot \sigma_{ys}^3 \quad (2.47)$$

$$B = 0,026233 + 0,50609 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_{ys}^3 \quad (2.48)$$

$$C = -465,93 + 0,030867 \cdot \sigma_{ys} - 0,10483 \cdot 10^{-7} \cdot \sigma_{ys}^2 + 0,36989 \cdot 10^{-13} \cdot \sigma_{ys}^3 \quad (2.49)$$

O segundo regime trata-se do colapso plástico, cujo limite de esbeltez é calculado pela Equação 2.50 e a resistência ao colapso calculada pela Equação 2.51:

$$\left(\frac{D}{t}\right)_{pt} = \frac{\sigma_{ys} \cdot (A - F)}{C + \sigma_{ys} \cdot (B - G)} \quad (2.50)$$

$$P_{pt} = \sigma_{ys} \cdot \left[ \frac{A}{\left(\frac{D}{t}\right)} - B \right] - C \quad (2.51)$$

sendo  $F$  e  $G$  são constantes, apresentadas pelas Equações 2.52 e 2.53, respectivamente.

$$F = \frac{46,85 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{3 \cdot \left(\frac{B}{A}\right)}{2 + \left(\frac{B}{A}\right)} \right]^3}{\sigma_{ys} \cdot \left[ \frac{3 \cdot \left(\frac{B}{A}\right)}{2 + \left(\frac{B}{A}\right)} - \left(\frac{B}{A}\right) \right] \cdot \left[ 1 - \frac{3 \cdot \left(\frac{B}{A}\right)}{2 + \left(\frac{B}{A}\right)} \right]^2} \quad (2.52)$$

$$G = \frac{F \cdot A}{A} \quad (2.53)$$

O terceiro regime define a resistência ao colapso na região de transição, calculada pela Equação 2.54, sendo a esbeltez limite indicada pela Equação 2.55. Vale destacar que este regime foi criado pela norma API para promover uma transição suave entre as equações de colapso plástico e elástico.

$$\left(\frac{D}{t}\right)_{te} = \frac{2 + \left(\frac{B}{A}\right)}{3 \cdot \left(\frac{B}{A}\right)} \quad (2.54)$$

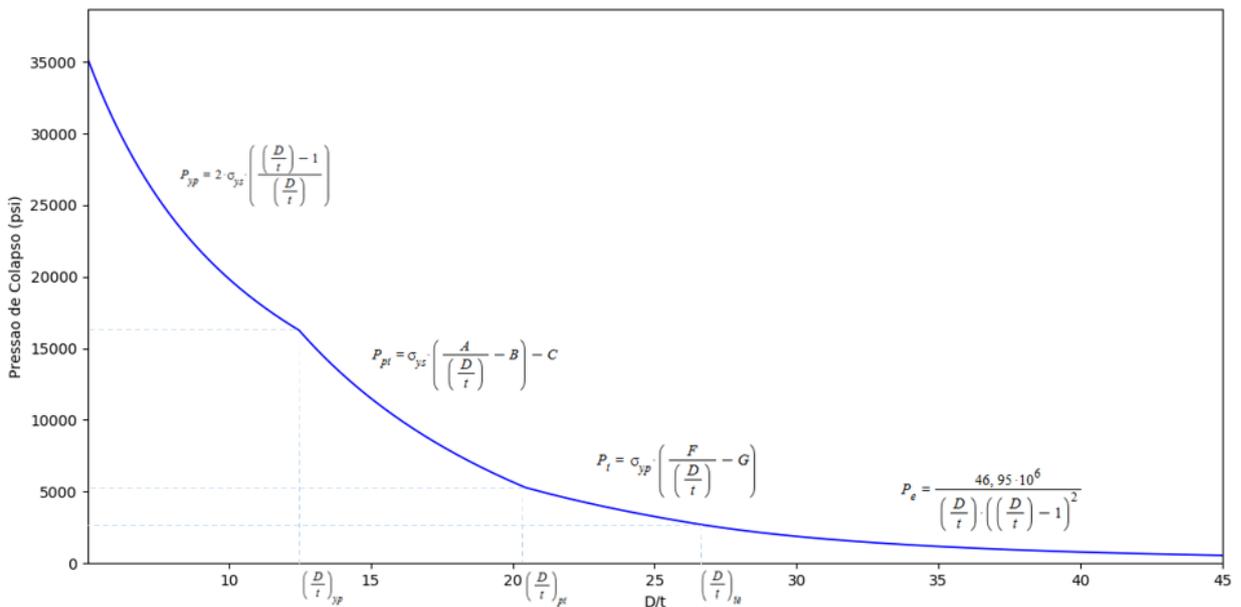
$$P_t = \sigma_{ys} \cdot \left[ \frac{F}{\left(\frac{D}{t}\right)} - G \right] \quad (2.55)$$

No quarto regime, a falha do tubular ocorre na região de colapso elástico, podendo ser quantificada por uma minoração da Equação 2.45, gerando a Equação 2.56.

$$P_e = \frac{46,95 \cdot 10^6}{\left(\frac{D}{t}\right) \cdot \left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^2} \quad (2.56)$$

Para exemplificar o uso do modelo supracitado, considera-se um revestimento de grau de aço P110, especificado pela norma API Spec 5CT (2005), variando-se a sua esbeltez transversal no intervalo  $5 \leq D/t \leq 45$ , para que se possa gerar a curva das resistências ao colapso neste intervalo, como exposto pela Figura 2.25.

Figura 2.25 – Regimes de colapso indicados para um tubo API de grau P110.



Fonte: Autor (2020).

Nota-se ainda pela Figura 2.25 a grande taxa de redução de resistência ocorrida nos dois primeiros regimes, seguida de uma estabilização do valor, para altos valores de esbeltez. Deve-se destacar que, na prática de projeto, é comum a adoção de tubos com esbeltez entre 10 e 35, aproximadamente.

### 2.7.2 Formulação Segundo Klever e Tamano (2006)

Para Brechan et al. (2018), a formulação para estimativas de resistência ao colapso contida na API/TR 5C3 (2008) mostra-se bastante conservadora, oferecendo apenas cerca de

80 a 85% da capacidade real do revestimento, implicando na aplicação de fatores de segurança inadequados e um possível superdimensionamento de toda a coluna de revestimento. Assim, os autores apontam que o uso da formulação proposta por Klever e Tamano (2006) pode ser mais adequado. Ainda segundo Brechan et al. (2018), o modelo para previsão de colapso de Klever e Tamano (2006), bastante testado à ocasião do desenvolvimento da norma API/TR 5C3 (2008), apresenta resultados bem realistas em estado limite último, abrangendo análises por elementos finitos e dados obtidos por ensaios experimentais, incluindo-se imperfeições oriundas dos processos de manufatura, como ovalização, excentricidade e tensão residual, que, de acordo com Klever e Tamano (2006) são fatores que influenciam diretamente nos níveis de resistência destes elementos.

A formulação de Klever e Tamano (2006) é apresentada de maneira informativa no Anexo F da norma API, sendo a expressão da resistência última ao colapso  $P_{kt_{ult}}$  dada pela Equação 2.57:

$$P_{kt_{ult}} = \frac{(P_{e_{ult}} + P_{y_{ult}}) - \sqrt{(P_{e_{ult}} + P_{y_{ult}})^2 + (4 \cdot P_{e_{ult}} \cdot P_{y_{ult}} \cdot H_{t_{ult}})}}{2 \cdot (1 - H_{t_{ult}})} \quad (2.57)$$

no qual  $P_{e_{ult}}$  é o termo referente à pressão última de colapso elástico,  $P_{y_{ult}}$  a pressão última de colapso por escoamento e  $H_{t_{ult}}$  um fator de decréscimo de resistência, indicados respectivamente pelas Equações 2.58, 2.59 e 2.60:

$$P_{e_{ult}} = 2 \cdot k_{e_{uls}} \cdot \frac{E}{(1 - \nu^2)} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{t}\right) \cdot \left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^2} \quad (2.58)$$

$$P_{y_{ult}} = 2 \cdot k_{y_{uls}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \left(\frac{t}{D}\right) \cdot \left(1 + \frac{t}{D}\right) \quad (2.59)$$

$$H_{t_{ult}} = 0,127 \cdot ov + 0,0039 \cdot ec - 0,44 \cdot \left(\frac{r_s}{\sigma_{ys}}\right) + h_n \quad (2.60)$$

em que  $D$  e  $t$  são o diâmetro e a espessura médios do tubular,  $ov$  é a ovalização,  $ec$  a sua excentricidade,  $r_s$  a tensão residual inicial,  $k_{e_{uls}}$  o fator de calibração da pressão última de colapso elástico,  $k_{y_{uls}}$  o fator de calibração da pressão última de colapso por escoamento e  $h_n$  o fator de forma atribuído à curva tensão-deformação. Deve-se destacar que a formulação em estado limite último pressupõe o conhecimento das propriedades do tubular adotado, de forma que os valores inseridos na equação devem ser caracterizados em amostra específica, e fornecidos pelo fabricante.

De acordo com a norma API/TR 5C3 (2008), o fator  $h_n$  é afetado pela forma da curva tensão-deformação. Segundo Klever et al. (2010), quando a curva apresenta uma mudança brusca de rigidez (*sharp-kneed*) após o escoamento do material, configura-se um comportamento elastoplástico perfeito, produto dos processos de alinhamento a quente e têmpera *hot*

*rotary-straightened* (HRS), para o qual  $h_n$  assume o valor nulo. Por outro lado, se esta curva apresentar uma forma arredondada (*rounded*), com uma transição entre suave entre os limites de proporcionalidade e limite de escoamento, esta constante pode assumir diversos valores, podendo ser obtido por calibração, sendo comum utilizar  $h_n = 0,017$  para espécimes conformados a frio ou *cold rotary-straightened* (CRS).

Neste trabalho, o fator de forma utilizado nas simulações via ABAQUS®, considerando-se a forma da curva tensão-deformação segundo o código ASME BPVC (2015), é de  $h_n = 0,017$ . O uso deste valor é justificável, isso porque a curva tensão-deformação possui uma forma arredondada na transição entre os limites de proporcionalidade e escoamento.

Para fins de aplicação prática, a norma API/TR 5C3 (2008), propõe uma formulação voltada para projeto, na qual a resistência ao colapso  $P_{kt_{sls}}$  é fornecida pela Equação 2.61:

$$P_{kt_{des}} = \frac{(k_{e_{des}} \cdot P_e + k_{y_{des}} \cdot P_y) - \sqrt{(k_{e_{des}} \cdot P_e + k_{y_{des}} \cdot P_y)^2 + (4 \cdot k_{e_{des}} \cdot P_e \cdot k_{y_{des}} \cdot P_y \cdot H_{t_{des}})}}{2 \cdot (1 - H_{t_{des}})} \quad (2.61)$$

sendo que  $P_e$  trata-se do termo referente à pressão de colapso elástico e  $P_y$  a pressão de colapso por escoamento, obtidas pelas Equação 2.62 e 2.63, respectivamente:

$$P_e = 2 \cdot \frac{E}{(1 - \nu^2)} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{t}\right) \cdot \left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^2} \quad (2.62)$$

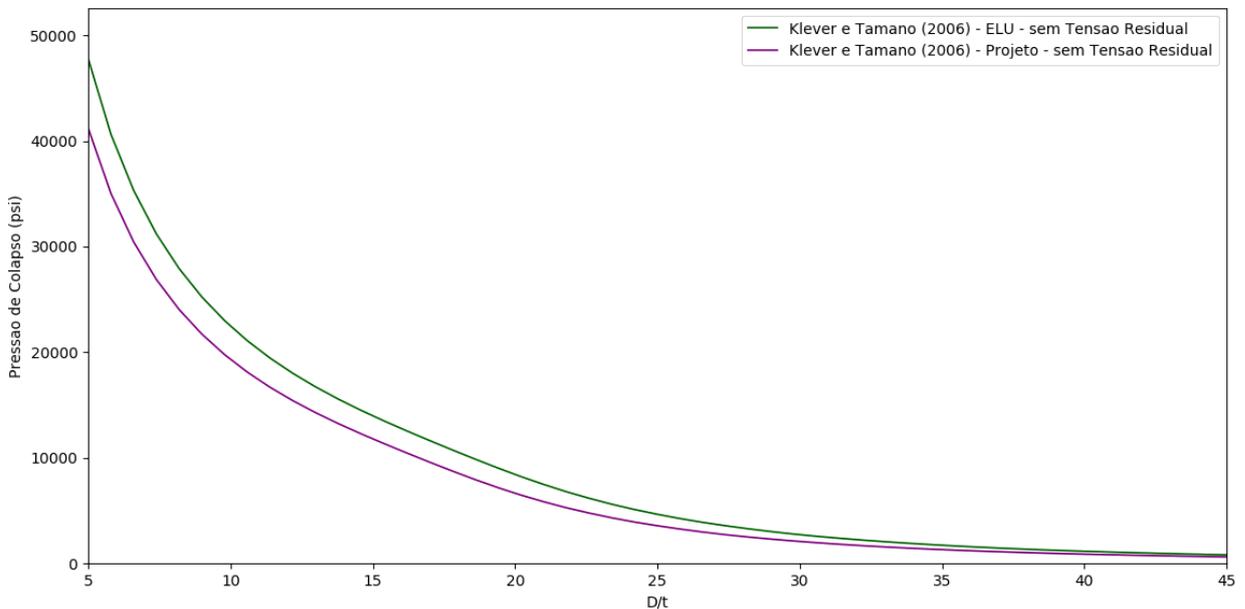
$$P_y = 2\sigma_{ys} \cdot \left(\frac{t}{D}\right) \cdot \left(1 + \frac{t}{D}\right) \quad (2.63)$$

onde  $H_{t_{des}}$  corresponde ao fator positivo de decréscimo de resistência, estimado de forma semelhante ao que foi apresentado na Equação 2.60, podendo ser considerado igual a  $H_{t_{des}} = 0,22$  para CRS ou  $H_{t_{des}} = 0,2$  para HRS. Nestas Equações consideram-se os valores médios para  $D$  e  $t$ . Sabe-se que  $k_{e_{des}}$  corresponde ao fator de redução da pressão última de colapso elástico e assume o valor  $k_{e_{des}} = 0,825$  e  $k_{y_{des}}$  o fator de redução da pressão última de colapso por escoamento, considerado  $k_{y_{des}} = 0,855$ .

A Figura 2.26 ilustra o uso desse equacionamento para os estados limite último e na versão de projeto, a fim de se verificar as diferenças entre ambos. Considera-se um tubular cujo grau de aço seja P110, com diâmetro externo nominal  $D = 7 \frac{5}{8}$  pol, ovalização  $ov = 0,2\%$ , excentricidade  $ec = 3\%$  e tensão residual  $r_s$  igual a zero. Notam-se maiores diferenças para tubos de esbeltez transversal baixa e intermediária, sendo a maior diferença verificada na ordem de 24,12%.

Os modelos de resistência citados acima consideram tubulares perfeitos ou na presença de imperfeições de manufatura, porém não incorporam o desgaste em suas formulações. Para tanto, a seção a seguir trata da problemática do desgaste em tubulares de revestimento por meio de modelos empíricos, analíticos e numéricos.

Figura 2.26 – Resistências última e de projeto de acordo com Klever e Tamano (2006).



Fonte: Autor (2020).

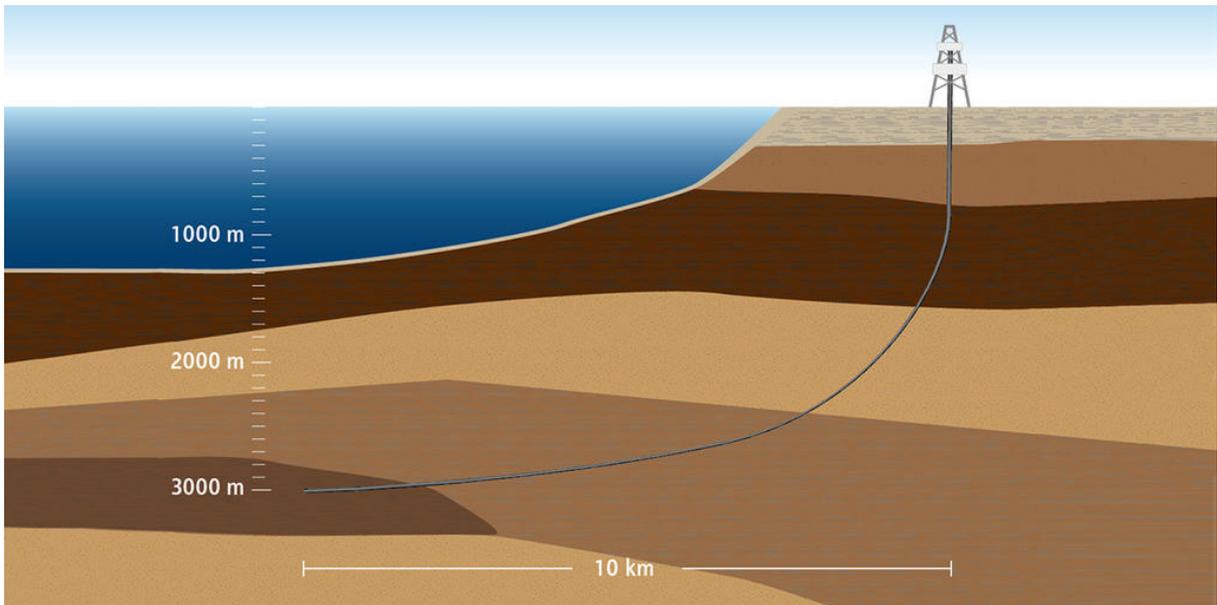
## 2.8 PROBLEMÁTICA DO DESGASTE EM REVESTIMENTOS

### 2.8.1 Desgaste em Sistemas de Revestimento de Poços

O desgaste mecânico é um evento indesejado em sistemas de revestimento de poços, podendo gerar custos adicionais ao projeto quanto a medidas para sua mitigação. De acordo com Williamson et al. (1981), poços de grande profundidade encontram-se mais suscetíveis ao desgaste, graças ao maior tempo de contato entre a coluna de perfuração e o revestimento. Desta forma, se a coluna de revestimento apresentar grande comprimento acarretará maiores forças de contato e, conseqüentemente maiores desgastes. Se porventura essas mesmas considerações forem feitas para poços com grandes desvios, que possuam mudanças bruscas em sua direção, ou seja, *doglegs* acentuados, os níveis de desgaste são amplificados, quando comparados com poços verticais ou de baixa tortuosidade. A Figura 2.27, ilustra a forma típica de poço direcional em formato J.

Para Hall e Malloy (2005), poços que possuem geometrias consideradas complexas, detêm grande possibilidade de apresentarem danos em seu revestimento. O desgaste acontece, não somente pelo processo rotativo da coluna de perfuração estando em contato friccional direto com o revestimento, mas também pelo processo de colocação e retirada da coluna de perfuração, as chamadas operações de manobra. Outro fator contribuinte para o agravamento deste problema são os grandes ganhos de ângulo do poço, que induzem acentuados desvios, ou seja, alto *dogleg severity* (DLS). Este sinistro proporcionado ao revestimento do poço pode comprometer a sua integridade hidráulica e gerar acidentes (MOREIRA JUNIOR, 2012).

Figura 2.27 – Visualização do perfil de um típico poço direcional.

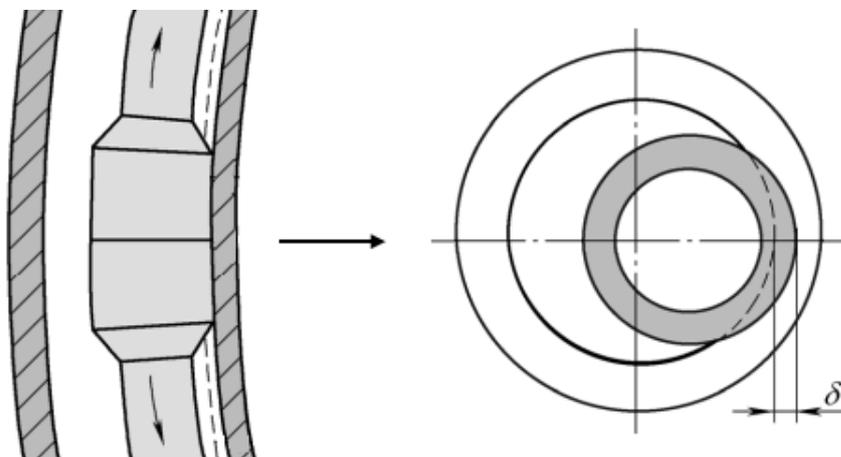


Fonte: *Drilling Course* (2020).

Em poços de grande profundidade, com uso de perfuração rotativa, observa-se a ocorrência do desgaste do revestimento em locais específicos, fazendo com que haja uma perda de espessura do revestimento.

Em situação de ensaio, esse desgaste é considerado uniforme ao longo do comprimento do tubo (MOREIRA JUNIOR, 2012). Esse processo de perda de material, de acordo com Moreira Junior (2012), acontece mais especificamente devido ao atrito entre um componente que promove a junção de cada um dos tubos da coluna de perfuração ou *drillpipe*, as chamadas *tool joints*, em uma região específica ao longo do revestimento, como ilustrado na Figura 2.28.

Figura 2.28 – Contato entre a coluna de perfuração e revestimento e forma de desgaste.



Fonte: Adaptado de Liang et al. (2013).

Em literaturas específicas, pode-se encontrar modelos analíticos e numéricos para avaliação do desgaste em sistemas de revestimentos de poços. Na próxima seção pode-se verificar alguns modelos que consideram este fenômeno no estudo do colapso.

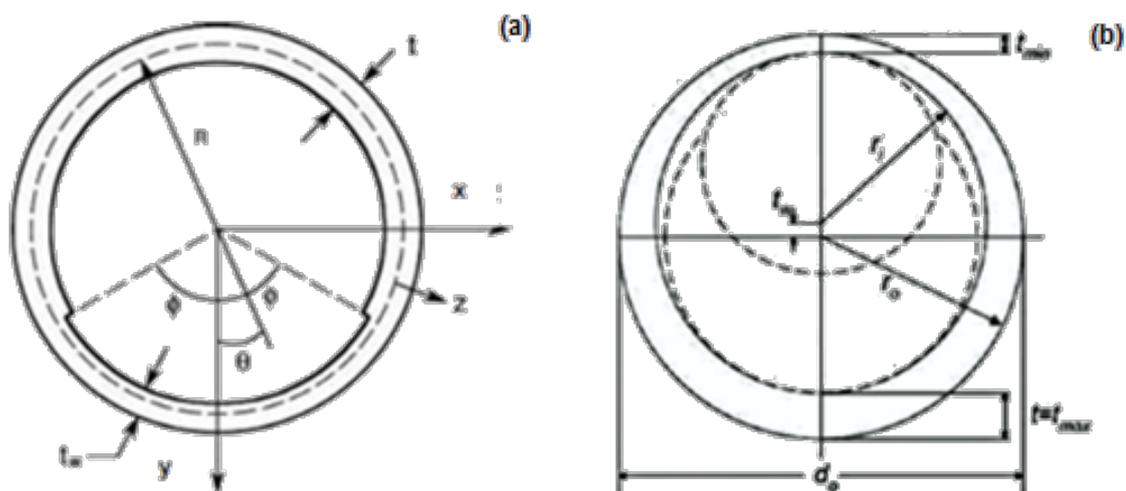
## 2.8.2 Modelos de Resistência ao Colapso em Tubulares Desgastados

Na literatura, pode-se destacar alguns trabalhos acerca da resistência de tubulares com parede interna desgastada, dentre estes salienta-se os estudos de Kuriyama et al. (1992), Sakakibara (2008) e Moreira Junior (2012), comentados brevemente nas subseções que se seguem.

### Estudo proposto por Sakakibara (2008)

Sakakibara (2008) propõe em seu trabalho uma abordagem experimental associada a um modelo numérico com o propósito de entender melhor o efeito do desgaste sobre a resistência à pressão externa. Este trabalho tem como principal objetivo a avaliação da resistência ao colapso a partir da variação do grau de desgaste, para diversas razões  $D/t$  e variando-se o ângulo de abertura do desgaste, sendo que para cada experimento o nível do desgaste permanece constante, enquanto o seu ângulo de abertura é modificado, conforme indicado na Figura 2.29 (a). Deve-se ressaltar que neste modelo o desgaste é produzido de forma constante ao longo de todo o comprimento do tubo.

Figura 2.29 – (a) Desgaste modelado por Sakakibara (2008) e (b) Kuriyama et al. (1992).



Fonte: Sakakibara (2008) e Kuriyama et al. (1992).

Segundo o experimento indicado por Sakakibara (2008), para uma variação no ângulo do desgaste de  $6^\circ$  a  $20^\circ$ , mantendo a espessura constante, observa-se uma queda na razão entre as pressões de colapso do tubo com e sem desgaste, contudo para ângulos entre  $20^\circ$  e  $60^\circ$  essa mesma razão pode ser considerada constante.

### Estudo proposto por Kuriyama et al. (1992)

Outro estudo com a mesma finalidade de avaliação do colapso de elementos tubulares desgastados é proposto por Kuriyama et al. (1992). Os autores avaliam a resistência ao colapso variando-se a profundidade do desgaste dos tubos, sem a preocupação com o ângulo de desgaste, como considerado por Sakakibara (2008). O modelo de desgaste proposto por Kuriyama et al. (1992) aproxima a geometria do tubo desgastado a partir de uma seção transversal excêntrica, como indicado na Figura 2.29 (b). Trata-se de uma aproximação ainda simplificada, porém mais fiel que a anterior em relação à geometria do desgaste observado em campo, já que este é causado por tubos de perfuração, de seção circular. A Equação 2.64, refere-se ao índice de redução da pressão resistente ao colapso de tubulares  $k_w$  segundo Kuriyama et al. (1992).

$$k_w = \frac{P_{yp}}{P_{k_w}} \quad (2.64)$$

Este índice é definido pela razão entre a resistência calculada pela Equação 2.44, definida pela API em regime de escoamento e a Equação 2.65, proposta pelo referido autor, considerando o desgaste da parede interna segundo a sua forma:

$$P_{k_w} = \sigma_{yp} \cdot \left[ \frac{r_i^2 + r_e^2}{2 \cdot r_e^2} \right] \cdot \left[ \frac{(r_i^2 + r_e^2 - t_w^2)^2 - 4 \cdot r_i^2 \cdot r_e^2}{(r_e^2 - t_w^2)^2 - r_i^2 \cdot (r_i - 2 \cdot t_w)^2} \right] \quad (2.65)$$

sabendo-se que  $t_w$  trata-se da espessura desgastada da parede do tubular,  $r_i$  e  $r_e$ , os raios interno e externo do tubular, respectivamente.

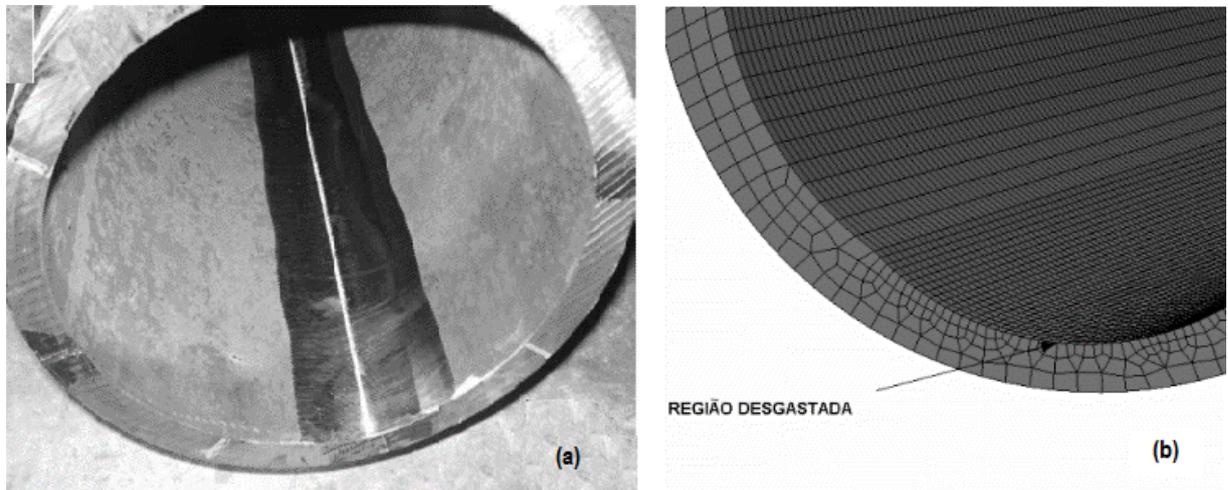
Deve-se ressaltar que a forma de desgaste proposta por Kuriyama et al. (1992) exclui a dependência do ângulo de desgaste, indicando que essa forma de desgaste é similar à forma imperfeita excêntrica do tubular. Isso torna a estimativa da resistência ao colapso imprecisa, até porque o formato não se assemelha à geometria de desgaste típica encontrada em sistemas de revestimentos.

### Modelo segundo Moreira Junior (2012)

O trabalho de Moreira Junior (2012) traz um estudo numérico e experimental da resistência de tubulares desgastados na forma de canaleta ou *groove wear*. Nesta análise são produzidas curvas numéricas capazes de relacionar as resistências ao colapso reduzidas para tubos de diferentes características dimensionais e materiais. Sendo assim, faz-se possível estimar, por meio de interpolações, os diversos níveis de queda de resistência ao colapso em função da profundidade ou percentual de desgaste, constatadas mediante perfilagem ultrassônica. Estas formas podem ser observadas na Figura 2.30.

Uma das formas de desgaste adotada neste trabalho é similar a descrita pela norma API 7CW (2015), comentada na subseção que se segue.

Figura 2.30 – (a) Modelo experimental e (b) numérico propostos por Moreira Junior (2012).

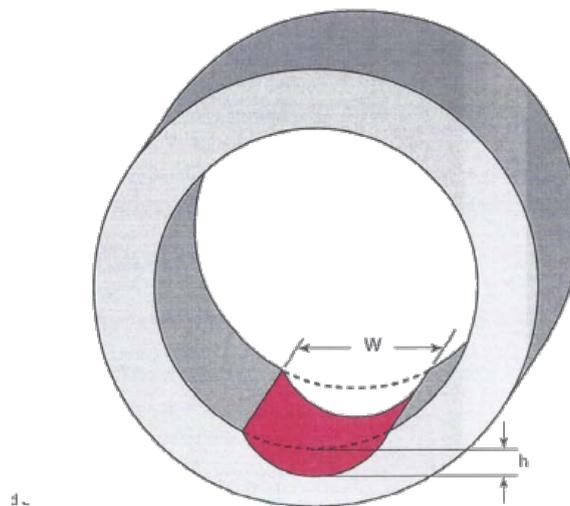


Fonte: Adaptado de Moreira Junior (2012).

### A Norma API 7CW (2015)

A norma API 7CW (2015) consiste em um código de padronização de ensaios com tubulares de revestimento de poços sob desgaste interno em forma de canaleta ou *groove wear*, constante ao longo de todo o comprimento do espécime, como ilustrado pela Figura 2.31.

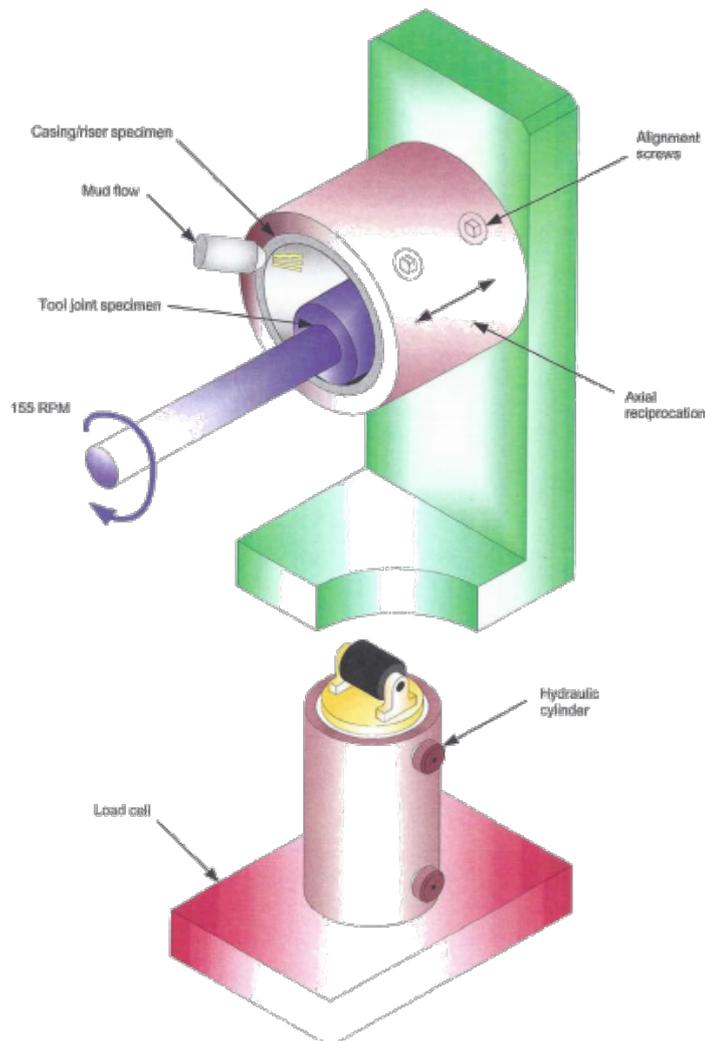
Figura 2.31 – Forma de desgaste interno do tubular a ser ensaiado.



Fonte: API 7CW (2015).

Esta norma é capaz de descrever todos os procedimentos laboratoriais acerca da padronização, quantificação de material removido, forma e qualificação desse desgaste, utilizando-se de uma ferramenta rotativa abrasiva, de forma a reproduzir a ocorrência do desgaste em campo. Este pode ser indicado pela Figura 2.32.

Figura 2.32 – Ilustração dos componentes utilizados no ensaio de desgaste por abrasão.



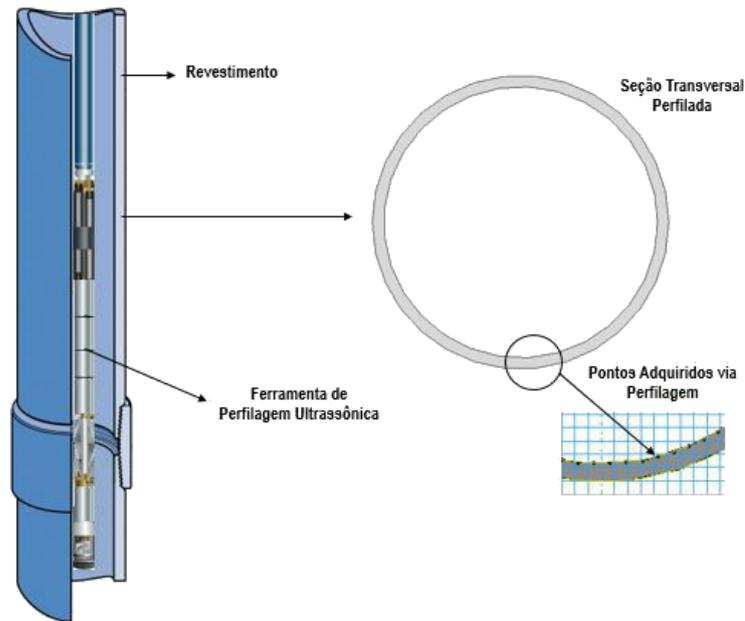
Fonte: API 7CW (2015).

Outra forma de desgaste considerada neste trabalho pode ser quantificada pelo uso de ferramentas de perfilagem de poços, também conhecidas como ferramentas ultrassônicas. Esta forma de desgaste é exposta na subseção a seguir.

### Desgaste Perfilado

A forma da região de remoção de aço proposta por essa norma é adotada no presente estudo, juntamente com dados de desgaste obtidos via ferramentas de perfilagem de poços. A aquisição de dados de desgaste é ilustrada pela Figura 2.33. Esta ferramenta de perfilagem ultrassônica é capaz de mapear e medir a espessura e raio interno do revestimento, em diversos pontos distribuídos ao longo da seção transversal para uma determinada profundidade do poço. Os dados aqui empregados contemplam 90 medições por seção transversal, com leituras distribuídas a cada 4°.

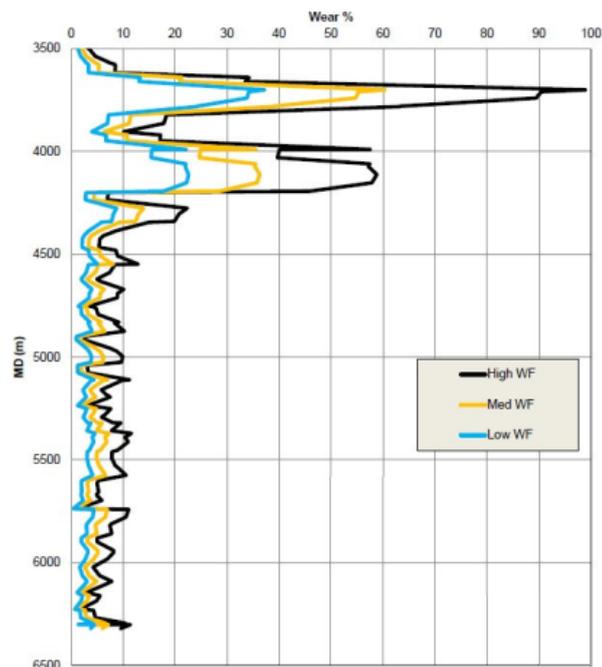
Figura 2.33 – Ferramenta de perfilagem de seções de revestimentos.



Fonte: Autor (2020).

O gráfico exposto segundo a Figura 2.34 relaciona os mínimos, médios e máximos desgastes  $w$  observados em cada seção do revestimento perfilado em função do comprimento da trajetória total do poço  $MD$  ou *measured depth*.

Figura 2.34 – Gráfico dos desgastes máximos  $w$  em função da profundidade  $MD$ .



Fonte: WWT International (2020).

### 3 ASPECTOS GERAIS DA MODELAGEM

Neste capítulo propõe-se a exposição dos aspectos gerais do método de solução por elementos finitos (MEF), bem como alguns tópicos relacionados à modelagem numérica proposta como a construção de geometrias, inserção de informações do modelo, atribuição de condições de contorno, restrição e carregamentos, malha e tipos de elementos finitos e critério de verificação de resistência adotado.

#### 3.1 MODELAGEM NUMÉRICA

##### 3.1.1 Simulação Numérica via Método dos Elementos Finitos

É comum o uso do método dos elementos finitos em problemas de engenharia e ciências em geral, possibilitando a obtenção de soluções para equações diferenciais parciais que governam os fenômenos, muitas vezes impossíveis de serem resolvidas analiticamente.

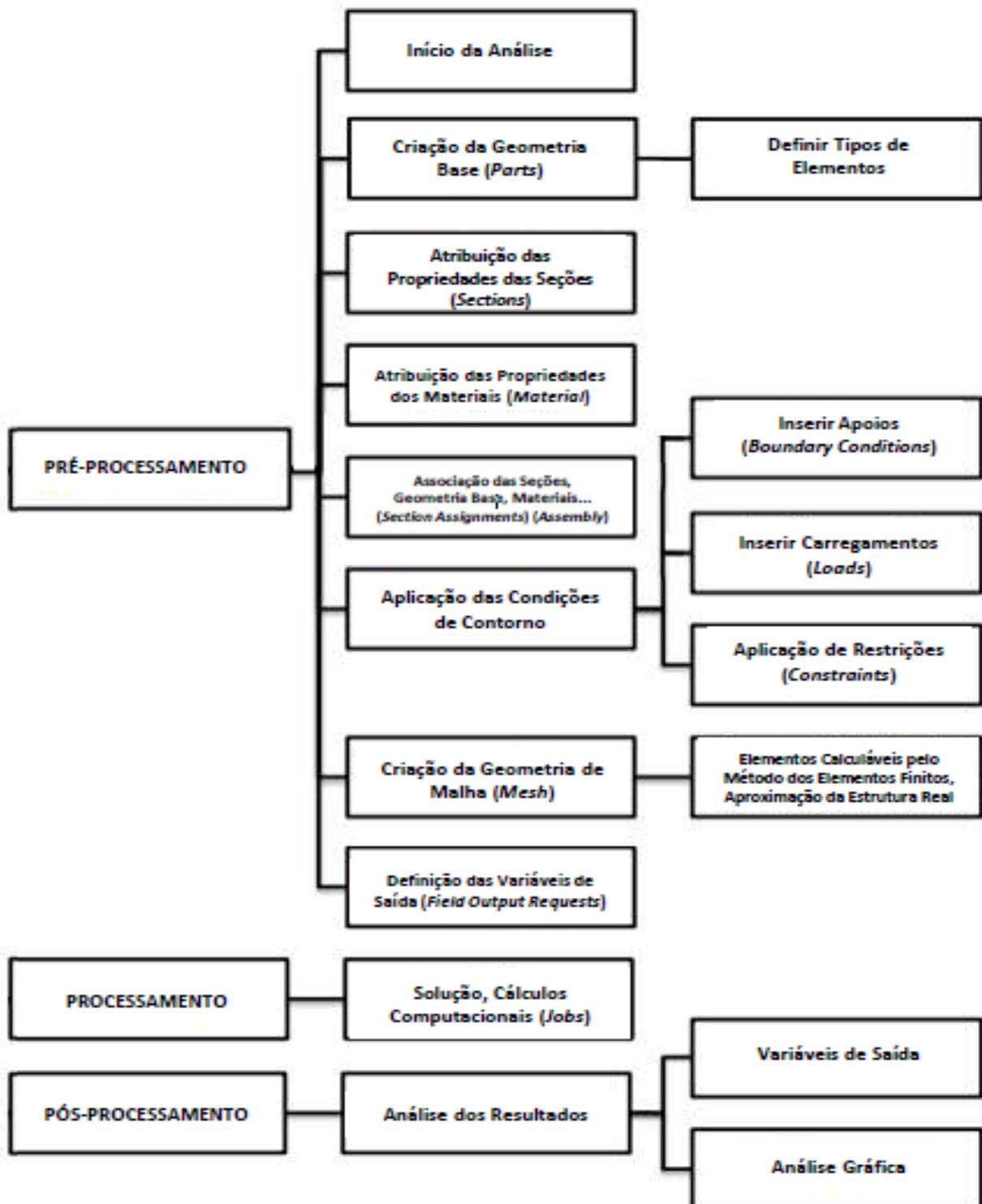
Segundo Fish e Belytschko (2000), o princípio básico do método é a divisão do corpo a ser estudado em elementos finitos, que possuem conexões entre si chamados de nós. As soluções apresentadas pelo método dos elementos finitos são aproximações dos valores reais das variáveis, calculadas sobre os nós.

O método é baseado em uma metodologia sistemática que faz uso de um computador, o qual auxilia na resolução das equações que regem o problema. Aumentando-se o número de elementos na discretização, geralmente há uma melhora na precisão da solução, em contrapartida há um aumento do custo e tempo computacional.

Para a representação de um fenômeno real, como um problema de mecânica estrutural, admitem-se simplificações acerca da realidade. Isso ocorre porque muitas vezes se torna impossível representar e considerar efeitos diversos como os fenômenos térmicos, elétricos e magnéticos, por exemplo, pois não possuem grande influência em uma modelagem de mecânica estrutural (FISH; BELYTSCHKO, 2000).

Desta forma este método se torna adequado para estimativas em problemas de engenharia estrutural como a avaliação de resistência ao colapso em tubulares, já que pode fornecer resultados satisfatórios a um custo computacional adequado. As simulações presentes neste trabalho levam em conta modelos bidimensionais, representados pelas seções transversais dos tubulares. O modelo numérico é capaz de simular o colapso de tubos contemplando todo o intervalo de esbeltez transversal usual encontrado nos catálogos específicos de revestimentos. Portanto, esta metodologia é capaz de estimar resistências ao colapso para espécimes de seção transversal esbelta e robusta, cujos mecanismos de falha diferem entre si. O resumo de todo o processo de simulação é ilustrado pela Figura 3.1.

Figura 3.1 – Etapas de pré, processamento e pós-processamento via ABAQUS®.



Fonte: Autor (2020).

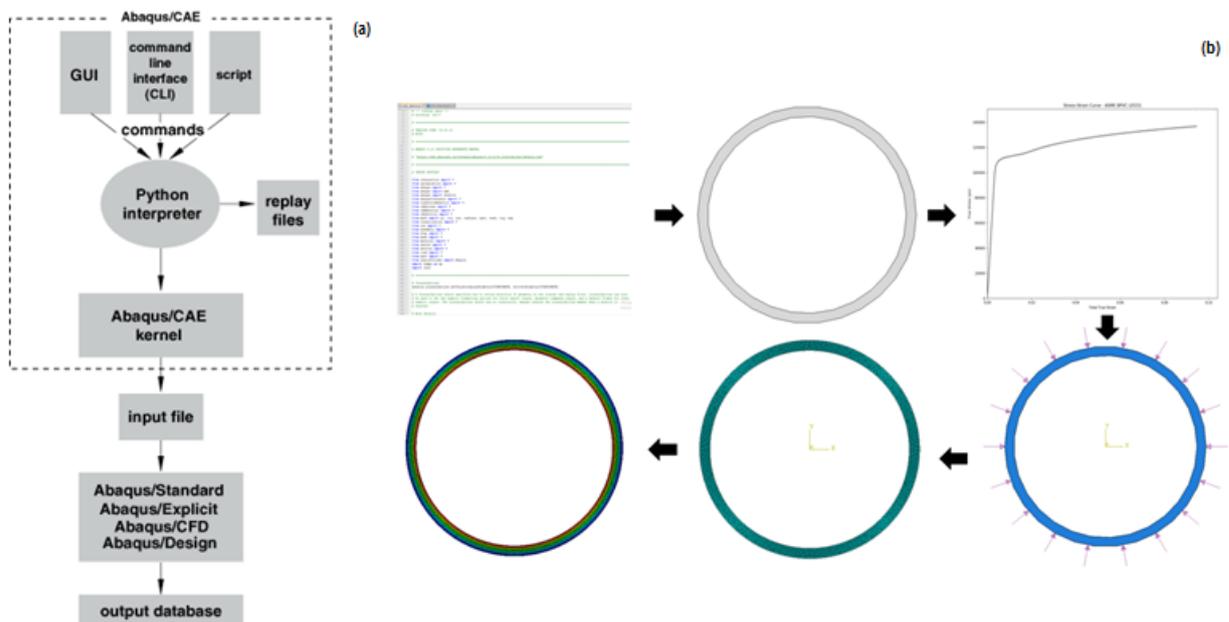
Para tubulares espessos, as simulações podem acontecer em regime estático de pequenos deslocamentos e deformações, porém, para tubos de esbeltez média e alta, estas estimativas podem ser verificadas pela ativação do módulo de instabilidade.

Contudo, a ativação do regime de não linearidade geométrica pode contemplar todo o intervalo de esbeltez analisado.

### 3.1.2 Construção de Modelos

Nesta aplicação, os modelos são concebidos pela construção de *scripts* em linguagem Python (arquivos formato .py), que devem ser executados e compreendidos pelo interpretador Python presente no *software* ABAQUS®. Estes *scripts* possibilitam a geração automática de arquivos de entrada com todas as informações necessárias para a modelagem, em formato .inp, que após o processo de simulação podem gerar arquivos de saída em formato .odb, utilizado no pós-processamento para interpretação dos resultados obtidos. A Figura 3.2, ilustra o processo descrito acima (a), bem como o fluxo simplificado da produção de modelos via *script* (b), apresentado nas seções a seguir.

Figura 3.2 – Processo de execução e obtenção de resultados segundo o ABAQUS®.



Fonte: Autor (2020) e Hibbitt (1997).

De posse do *script*, *a priori* simplificado, apenas com linhas de comando, inicia-se a fase de edição, com a incorporação da leitura de dados de entrada, informações do modelo, por um arquivo de texto estruturado em formato .json.

Por fim, a adequação do arquivo .py acontece com a implementação de funções no *script* que permitam a concepção de todos os modelos geométricos, inserção de propriedades mecânicas elásticas e do modelo de plasticidade do material, condições de contorno, carregamentos e restrições, tipo de análise, condições iniciais, geração de malhas, obtenção de resultados, entre outras informações.

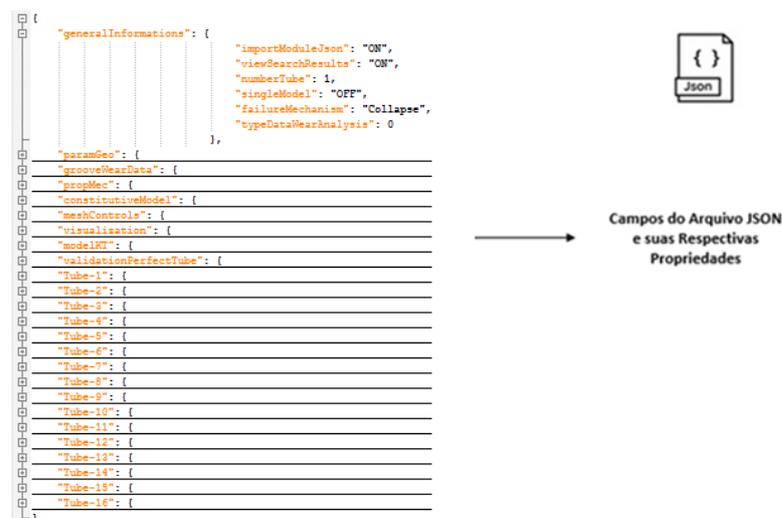
### 3.1.3 Construção de Geometrias

Os 17 tipos possíveis de geometrias simuladas neste estudo são gerados via *script*. Este *script*, interpretado pelo *software* ABAQUS®, é capaz de gerar modelos numéricos de seções bidimensionais de tubulares perfeitos, com excentricidade e ovalização, tubos com desgaste na parede interna, perfilados ou em forma de canaleta de forma automática.

### 3.1.4 Inserção de Propriedades e Informações do Modelo via Arquivo .JSON

A inserção de dados dos tubos e configurações das simulações presentes neste trabalho, se dá por meio de um arquivo de texto estruturado em formato .json. Arquivos *JavaScript Object Notation* (JSON) são considerados arquivos de formato leve, de fácil escrita e leitura, utilizados para o intercâmbio de dados e independentes da linguagem na qual é utilizada, sendo seu uso mais comum associado às linguagens C4, C++, C#, Java, JavaScript, Perl, Python, dentre outras (JSON, 2020). Um exemplo de arquivo JSON é ilustrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Aspecto do arquivo .json utilizado nas modelagens.



Fonte: Autor (2020).

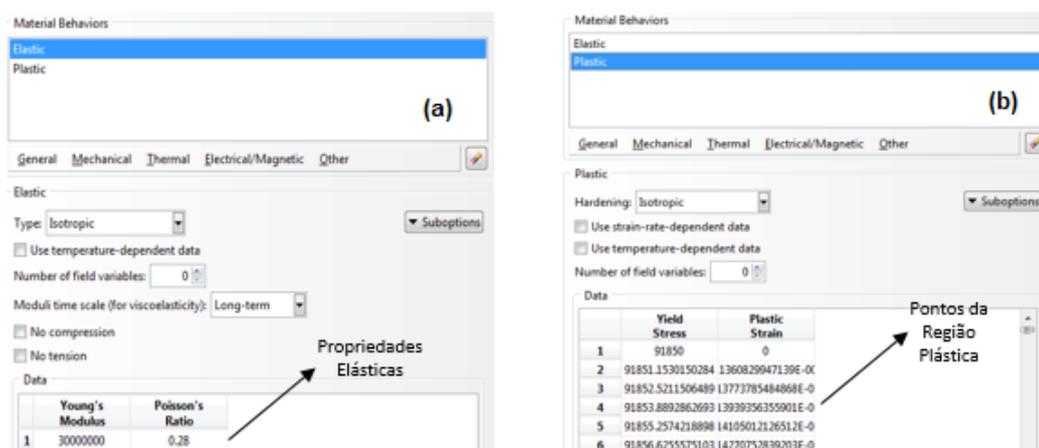
Este arquivo facilita a automatização dos processos de parametrização e controle da simulação, devido a rápida execução de sua leitura via ABAQUS®, possibilitando a elaboração de simulações mais robustas.

Todas as simulações fazem uso de aços especificados pela API, não sendo contemplados os chamados aços especiais ou proprietários, cujas especificações são definidas por cada fabricante, com um objetivo específico de serem, por exemplo, mais resistentes ao ataque químico por  $H_2S$ , ou possuindo 13% de Cromo em sua liga (13Cr), para maior resistência à corrosão.

As propriedades elásticas, como coeficiente de Poisson e módulo de elasticidade, são suficientes para caracterizar um modelo elástico linear, e na interface ABAQUS/CAE® são

fornecidos conforme mostrado na Figura 3.4 (a). Porém, o modelo adotado nas simulações correntes é elastoplástico, necessitando além das propriedades elásticas, da porção plástica da curva tensão-deformação. Assim, deve-se inserir os pontos da curva do material, por meio do *script* ABAQUS®, conforme ilustrado na Figura 3.4 (b). Ambos os campos contidos na Figura 3.4 são preenchidos pela leitura do arquivo .json.

Figura 3.4 – (a) Propriedades elásticas e (b) de plasticidade inseridas via *script* ABAQUS®.



Fonte: Autor (2020).

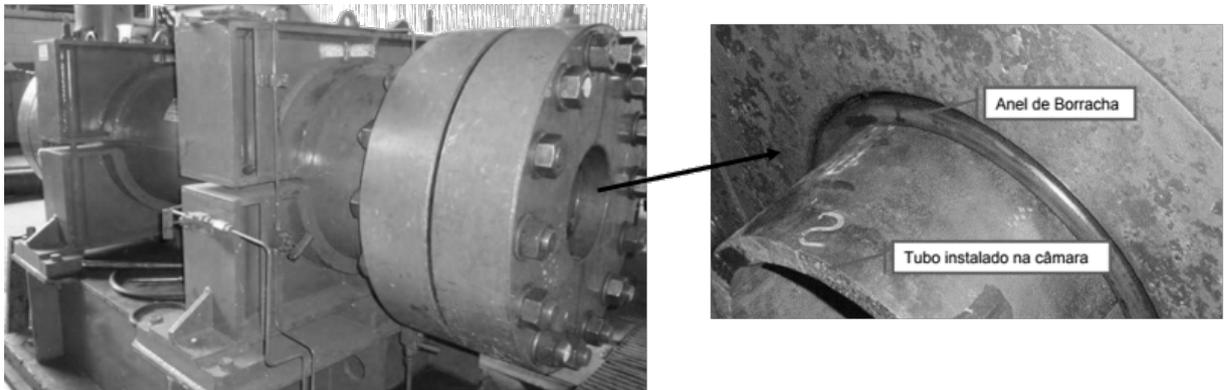
O modelo constitutivo elastoplástico considerado nas simulações é baseado na formulação presente no código ASME BPVC (2015), anteriormente detalhado, assumindo a forma de uma curva tensão verdadeira *versus* deformação verdadeira total. Deve-se ressaltar que o *software* ABAQUS® exige que seja inserida uma curva tensão-deformação verdadeira para modelos constitutivos, contemplando, assim, a atualização das áreas instantâneas do elemento sob tensão.

### 3.1.5 Condições de Contorno, Restrições e Carregamentos

A modelagem presente neste trabalho é análoga a ensaios de colapso de tubos de revestimento em câmaras hiperbáricas. Estes ensaios introduzem o tubular dentro desta câmara de forma que a porção a ser colapsada sofre a ação do carregamento de pressão hidrostática exercida pelo óleo, conforme exposto na Figura 3.5. De acordo com Moreira Junior (2012), esta carga é aplicada de forma incremental, monitorando-se os níveis de pressão ao longo do tempo por um sistema supervisor, até que se verifique o instante e a pressão de colapso do tubular.

A câmara submete o tubular a condições que, de forma simplificada, podem ser modeladas em estado plano de deformação, já que se considera que não há deformações fora do plano de seção transversal, ou seja, deformações na direção longitudinal do tubo. Em se tratando das condições de contorno do modelo, dispõe-se da aplicação de uma restrição do tipo acoplamento distribuído ou *distributing coupling constraint*.

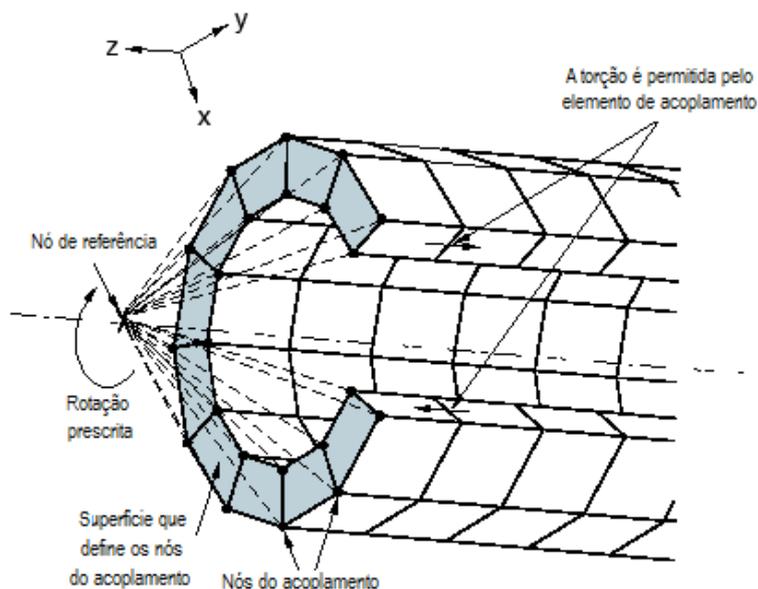
Figura 3.5 – Ensaio de colapso de tubulares de revestimento em câmara hiperbárica.



Fonte: Adaptado de Moreira Junior (2012).

Esta restrição delimita o movimento dos nós do acoplamento à translação e rotação em relação ao ponto de referência. Esta é aplicada possibilitando-se o controle das cargas transmitidas, desde o nó de referência até os nós do acoplamento, por meio de fatores de peso (SIMULIA, 2013). Um exemplo do uso desta restrição pode ser verificado pela Figura 3.6.

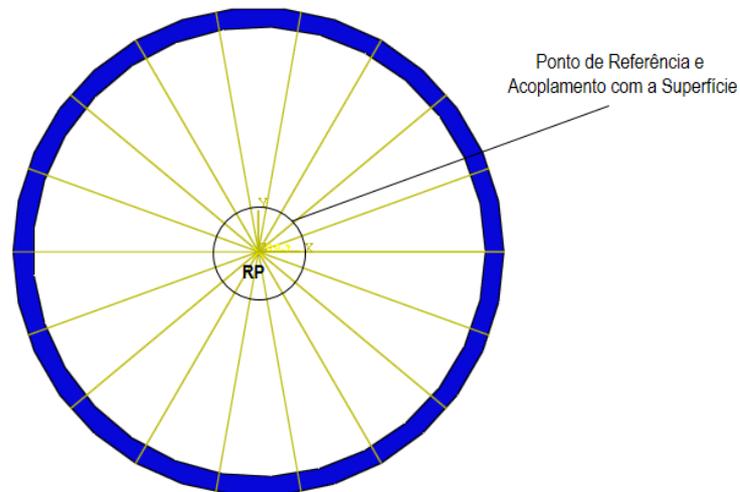
Figura 3.6 – Exemplo de restrição de acoplamento distribuído.



Fonte: Adaptado de Simulia (2013).

De acordo com Simulia (2013), esta forma de restrição pode acoplar todos nós da superfície que representa a seção transversal ao ponto central do modelo ou ponto de referência situado no centro de massa do tubo perfeito, o chamado *reference point* (RP). Esse mecanismo permite que estes nós possam se movimentar livremente deslocamento-se no sentido radial ou rotacionando em torno do eixo longitudinal  $z$ , conforme indicado pela Figura 3.7.

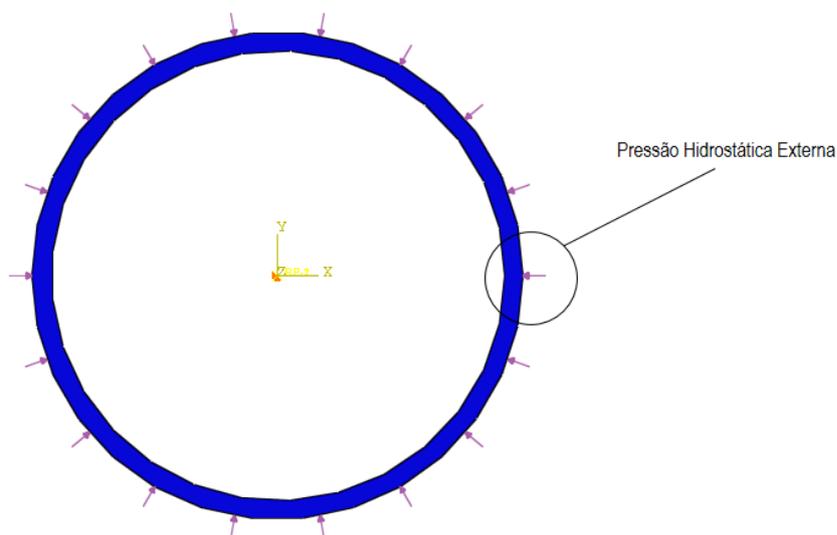
Figura 3.7 – Ponto de referência no centro do tubular e seu acoplamento.



Fonte: Autor (2020).

O ponto de referência deste modelo, indicado na Figura 3.7, deve estar submetido a restrição de seus graus de liberdade de translação, impossibilitando os movimentos de corpo rígido, permitindo a rotação da seção transversal acoplada ao mesmo. Da mesma forma, um carregamento hidrostático externo é imposto ao longo da superfície externa representada pela espessura unitária do modelo, conforme manifestado pela Figura 3.8.

Figura 3.8 – Carregamento de pressão externa aplicado ao modelo.



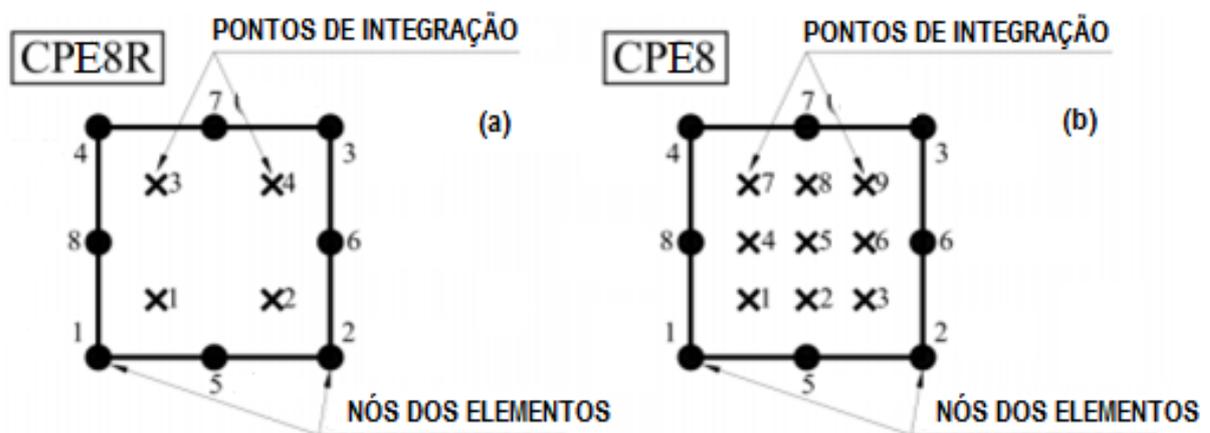
Fonte: Autor (2020).

Deve-se ressaltar que em algumas simulações presentes neste trabalho, necessita-se, para fins de solução pelos algoritmos do *software* ABAQUS®, de uma pressão inicial, em se tratando de modelagens em regime não linear geométrico governadas pelo algoritmo de *Riks*. Esta estimativa inicial é feita pelos equacionamentos presentes na norma API/TR 5C3 (2008).

### 3.1.6 Malha de Elementos Finitos e Elementos Finitos Utilizados

Os elementos CPE8 (C – elemento sólido e contínuo, PE – estado plano de deformação, 8 – oito nós, 3 pontos de integração em cada direção) e CPE8R (C – elemento sólido e contínuo, PE – estado plano de deformação, 8 – oito nós, R – integração reduzida, 2 pontos de integração em cada direção), são elementos quadrilaterais de segunda ordem ou biquadráticos, utilizados em situações gerais que podem ser representadas pelo estado plano de deformação. Estes são, na verdade, um caso especial de elementos de casca, onde se supõe que a estrutura possui um plano de simetria coincidente com o longitudinal médio, com carregamento atuante apenas neste plano. Estes mesmos elementos podem ser ilustrados pela Figura 3.9.

Figura 3.9 – Elementos em estado plano de deformação quadrilateral (a) CPE8R e (b) CPE8.



Fonte: Adaptado de Kawecki e Podgórski (2017).

Elementos finitos quadrilaterais podem fornecer resultados adequados para o estudo de elementos estruturais em estado plano de deformação, quando submetidos a esforços de compressão, estando sujeitos a grandes deslocamentos, funcionando bem para a modelagem de materiais altamente ortotrópicos, na presença de esforços acentuados de flexão (KAWECKI; PODGÓRSKI, 2017).

Por meio do teste de convergência ou sensibilidade de malha, pode-se examinar qual destes elementos, considerando ou não a integração reduzida, obtém melhores resultados. Esta verificação é detalhada nos resultados deste estudo. Em geometrias irregulares, a exemplo da presença do desgaste interno acentuados em forma de canaleta, mesmo com a predominância de elementos quadrangulares, faz-se necessária a inserção de elementos triangulares na malha de elementos finitos, para que haja uma melhor adaptação aos contornos. Isso se deve a grande adaptabilidade desse tipo de elemento às diversas geometrias irregulares, embora estes não apresentem resultados tão satisfatórios em uma malha com poucos elementos. O elemento triangular utilizado em alguns modelos deste estudo é o CPE6 (C – elemento sólido e contínuo, PE – estado plano de deformação, 6 – seis nós).

### 3.1.7 Soluções via Análise de Flambagem

Neste trabalho as soluções por instabilidade são baseadas nos autovalores da matriz de rigidez da estrutura, contemplando o processo de perturbação linear em regime não linear geométrico linearizado. Esta forma de obtenção de soluções é geralmente aplicável a problemas de determinação de cargas críticas de flambagem em estruturas que apresentam elevada rigidez, ao passo que se verificam pequenas deformações imediatamente antes da perda de estabilidade, atreladas ao início do processo de flambagem. Pode-se entender o processo de flambagem como um fenômeno físico comumente observado em estruturas de esbeltez considerável, a exemplo de colunas cuja área da seção transversal é pequena quando comparada com o seu comprimento ou mesmo, trazendo para temática deste trabalho, em tubulares cuja espessura é muito inferior ao seu diâmetro externo, deformando-se subitamente ao serem submetidos a carga compressiva e pressão externa, respectivamente.

Segundo MIT (2020), o *software* ABAQUS® pode oferecer soluções pelos métodos de *Lanczos* e de iteração por subespaço, sendo este último o considerado nas simulações presentes nos resultados deste trabalho, considerando-se apenas um autovalor especificado para o problema. A Equação 3.1 é capaz de fornecer os autovalores candidatos a possíveis fatores multiplicativos proporcionais para a determinação de cargas críticas de flambagem pelo método de *Riks*, por exemplo.

$$(K_0^{MN} + \lambda_i \cdot K_{\Delta}^{MN}) \cdot v_i^{MN} = 0 \quad (3.1)$$

sabendo-se que  $K_0^{MN}$  trata-se da matriz de rigidez associada ao estado inicial da estrutura, podendo incorporar os efeitos oriundos do pré-carregamento  $P^N$ ,  $K_{\Delta}^{MN}$  a matriz de rigidez sujeita ao padrão de carga incremental do método  $Q^N$ ,  $\lambda_i$  os autovalores obtidos na solução,  $v_i^{MN}$  os modos de flambagem ou autovetores e, por fim,  $M$  e  $N$  referem-se aos graus de liberdade do modelo como um todo.

Os carregamentos críticos de flambagem podem ser expressos da forma  $P^N + \lambda_i \cdot Q^N$ , donde o menor valor dentre estes é geralmente a solução do problema (primeiro autovalor fornecido pelo ABAQUS®). Da mesma forma, os modos de flambagem  $v_i^{MN}$ , obtidos na solução por estabilidade, são caracterizados como vetores normalizados, por não representarem a magnitude real das deformações quando a estrutura experimenta determinada carga crítica. Estes vetores devem ser normalizados de forma que os máximos deslocamentos não ultrapassem a unidade, ou seja,  $|v_i^{MN}| = 1$  (MIT, 2020).

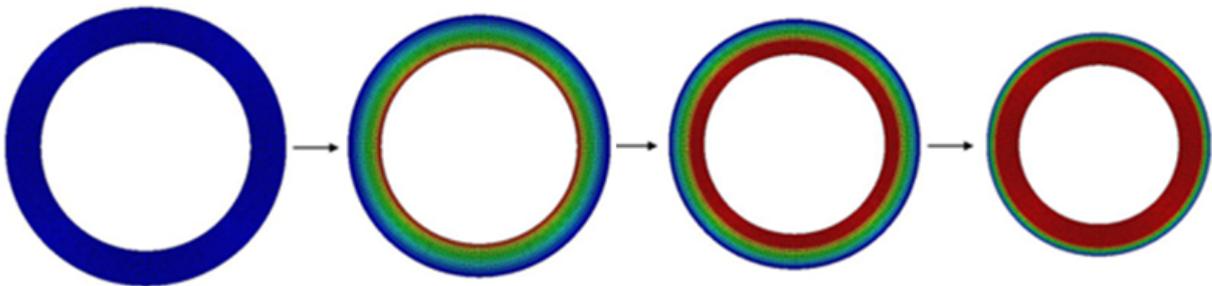
### 3.1.8 Imperfeições em Modelos Perfeitos

De maneira geral, imperfeições são introduzidas em modelo numéricos perfeitos por meio de pequenas perturbações em sua geometria. Desta forma, existem três maneiras distintas de inserção desta imperfeição junto aos modelos gerados no *software* ABAQUS®, sendo elas: a

perturbação por superposição ou combinação linear dos modos de flambagem, obtidas em uma análise prévia de instabilidade por autovalores, a determinação dos deslocamentos obtidos por uma análise estática ou mesmo especificando-se o número de nós e suas respectivas imperfeições com o propósito de gerar leves perturbações nas malhas (MIT, 2020).

Para as simulações, verificações e validação de modelos perfeitos, Kaldal et al. (2013) recomendam utilizar a estratégia de perturbação geométrica. Estas são obtidas por meio da inserção de ínfimas ovalizações iniciais, proporcionais ao primeiro modo de flambagem da seção transversal, com a finalidade de induzir uma instabilidade no modelo. Isto, porque esta perturbação inicial permite que a solução do problema possa ser alcançada por meio do método de *Riks*, aplicando-se o regime não linear geométrico. De acordo com Huang et al. (2000), esta perturbação justifica-se pelo fato que tubos sem imperfeições, gerados de forma virtual, só experimentam instabilidade da seção transversal após cargas de flambagem muito elevadas, deslocando-se radialmente de forma concêntrica, sob pressão hidrostática externa, até que haja a flambagem. Este comportamento pode ser verificado pela Figura 3.10.

Figura 3.10 – Processo de colapso em tubos perfeitos.



Fonte: Autor (2020).

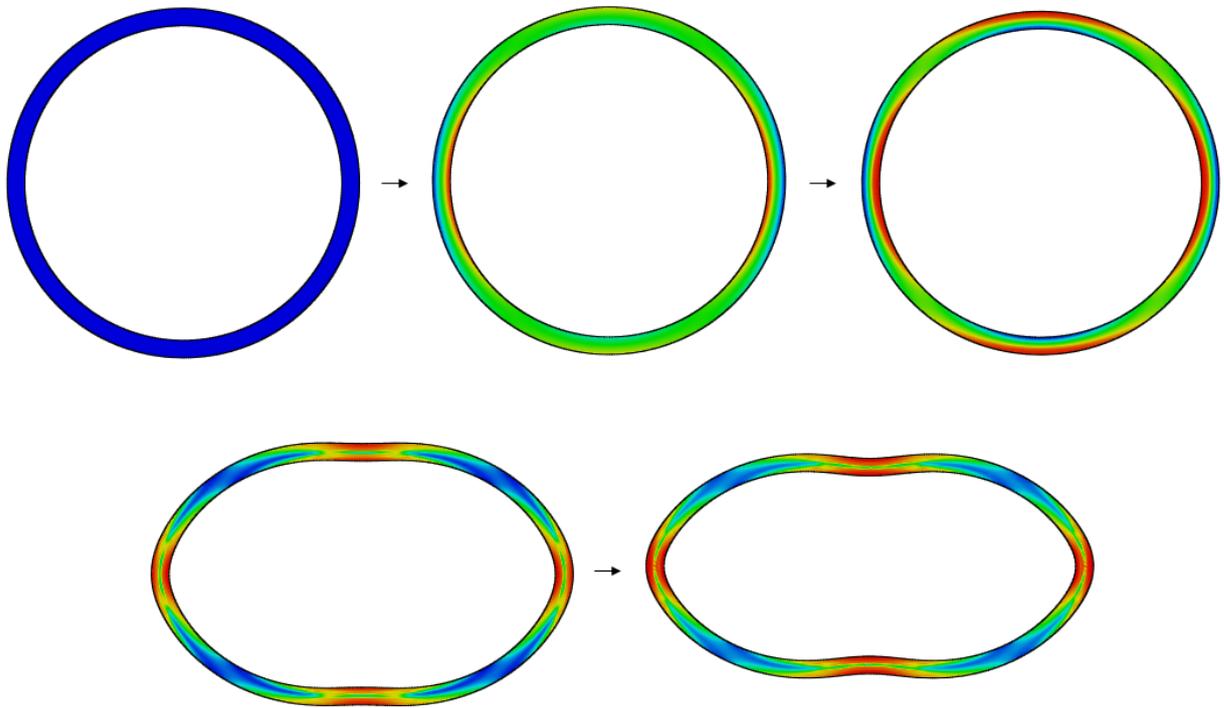
Esta perturbação imposta ao modelo perfeito pela ovalização é definida por Huang et al. (2000), e pode ser expressa pela Equação 3.2. Nesta  $R$ ,  $r$ ,  $ov$  e  $\theta$ , são os raios externos ou internos nominais, a ovalização percentual e o ângulo para uma volta completa, respectivamente.

$$r = R \cdot [1 + 2 \cdot ov \cdot \cos(2 \cdot \theta)] \quad (3.2)$$

A Figura 3.11, ilustra o processo de colapso de tubos na presença de imperfeições de fabrico. Nesta figura, pode-se visualizar as configurações inicial, de início de colapso e perda de estabilidade e evolução do comportamento pós-colapso até o atingimento da forma esmagada final do tubular.

Neste trabalho apenas a primeira forma de inserção de imperfeição supracitada é utilizada, para fins de validação de modelos perfeitos, calculando-se inicialmente o seu primeiro modo de flambagem ou autovalor, sendo introduzido como uma ínfima imperfeição proporcional à ovalização inicial, ajustando-se o seu respectivo fator de escala.

Figura 3.11 – Processo de colapso em um tubular dotado de imperfeições.



Fonte: Autor (2020).

Após a inserção da imperfeição, o processo de solução é desenvolvido pelo método de *Riks*, sendo este capaz de capturar as cargas críticas e o comportamento pós-colapso da estrutura. Este método é comentado na subseção a seguir.

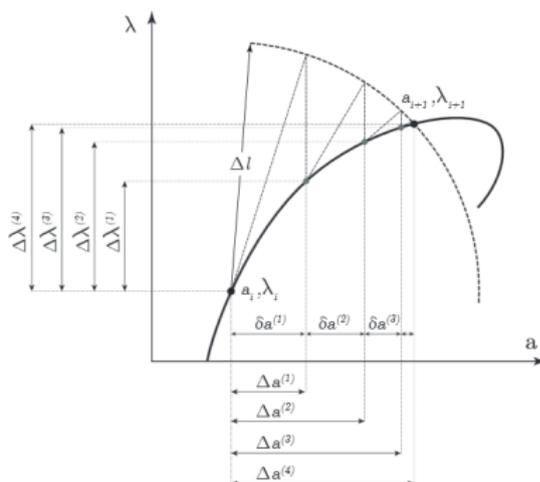
### 3.1.9 Soluções via Método de Riks

As análises estáticas de instabilidade do tipo linear, geralmente atreladas ao cálculo de autovalores, podem ser suficientes para a avaliação e determinação de cargas críticas de flambagem em nível de projeto. Contudo, se este problema exigir a inclusão de efeitos relacionados às não linearidades física ou geométrica, por exemplo, manifestando-se imediatamente após a flambagem da seção transversal, o método de *Riks* pode ser utilizado.

As análises de estabilidade estrutural que se utilizam do método dos elementos finitos, frequentemente envolvem soluções de sistemas de equações não lineares. Boa parte dos métodos numéricos utilizados na obtenção de caminhos de equilíbrio para problemas estruturais com comportamento estático não linear, baseia-se no método de *Newton-Raphson*, alcançando-se boas respostas a nível de projeto. Porém, em muitos problemas, faz-se necessário extrapolar esses limites, em compatibilidade com os grandes deslocamentos alcançados e, portanto, o método de *Newton-Raphson* pode ser limitado, possibilitando-se o uso do método numérico de *Riks* para avaliação do comportamento da estrutura pós-colapso (SOUZA, 2017).

O método de *Riks*, também conhecido como método numérico de solução por comprimento de arco (vide Figura 3.12), pode ser utilizado na solução de problemas de colapso por instabilidade (SIMULIA, 2013).

Figura 3.12 – Representação das iterações do método numérico de *Riks*.

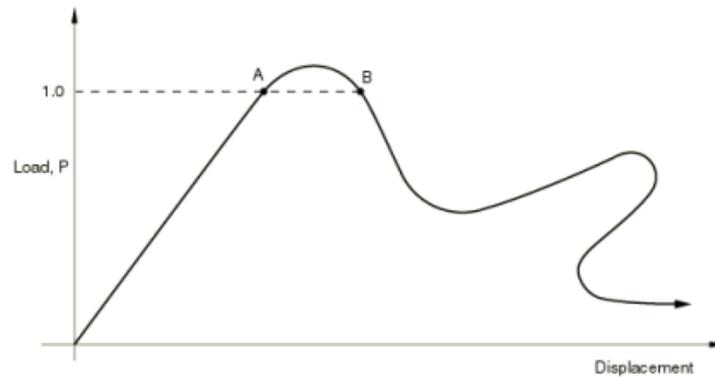


Fonte: Vasios (2015).

Estes eventos ocorrem na presença de grandes deslocamentos, rotações e pequenas deformações, como no colapso de tubulares de revestimento. Conforme exposto por Ma (2013), este método é comumente utilizado na predição do colapso instável em estruturas submetidas a regimes geometricamente não lineares, considerando-se ou não as não linearidades presentes nestes problemas, como a não linearidade material ou mesmo as não linearidades associadas às condições de contorno, como em problemas de contato. Em situações que envolvem flambagem simples, calculadas para fins de projeto, a análise não linear linearizada pela determinação dos autovalores pode ser suficiente para fornecer boas respostas, como em casos que em que as não linearidades supracitadas são consideradas. Porém, quando algumas não linearidades mostram-se evidentes, mesmo antes da flambagem ou colapso, a análise de *Riks* deve ser considerada para que se possa ter uma melhor investigação. A Figura 3.13, ilustra a trajetória de equilíbrio para o carregamento de um sistema e sua resposta instável pós flambagem ou colapso. O processo de solução é baseado no incremento gradativo de carga, que se desenvolve ao longo da trajetória de equilíbrio, conforme ilustrada pela Figura 3.13. A cada incremento deve-se verificar o equilíbrio do sistema, até que se encontre a carga máxima suportada. Esta carga é proporcional à carga inicialmente prescrita que deve ser escalada (SIMULIA, 2013). Assim, pode-se definir o fator de proporcionalidade de carga *LPF* pela Equação 3.3, onde  $P_i$  trata-se da pressão incremental aplicada ao modelo, neste caso esta é a respectiva pressão incremental obtida escalando-se um valor inicial de pressão  $P_o$ , indicado pela API/TR 5C3 (2008).

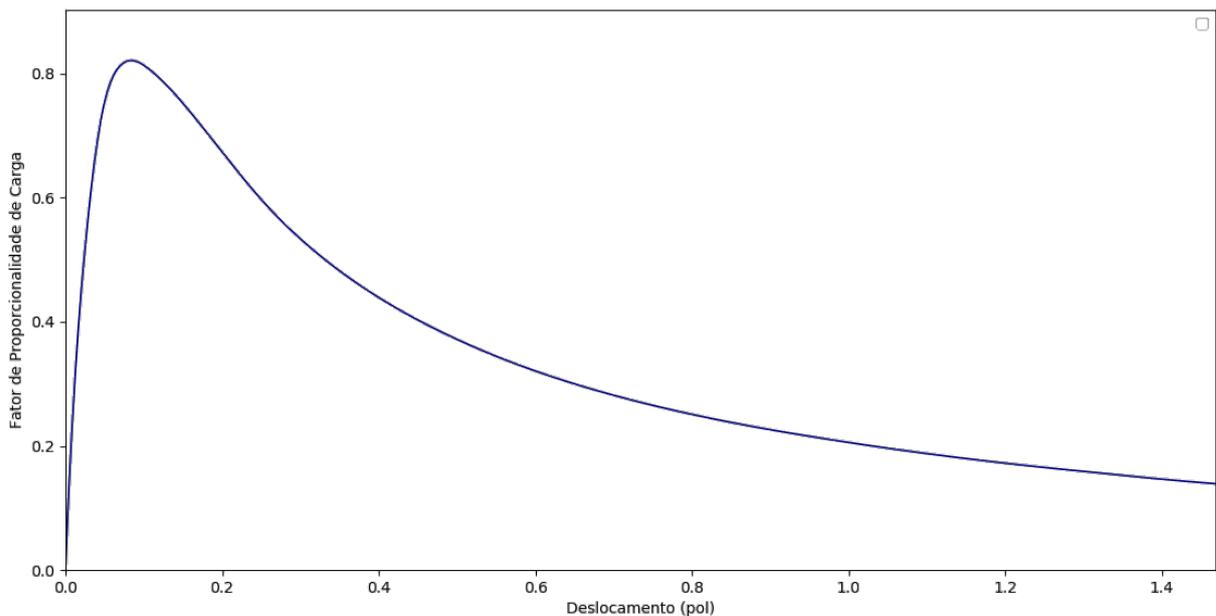
$$LPF = \frac{P_i}{P_o} \tag{3.3}$$

Figura 3.13 – Carregamento de um sistema com resposta instável.



Fonte: Simulia (2013).

A Figura 3.14 indica a evolução deste fator de carregamento em função do deslocamento.

Figura 3.14 – Curva carregamento *versus* deslocamento.

Fonte: Autor (2020).

De posse do máximo fator de carga, associado ao ponto de máxima pressão presente no gráfico da Figura 3.14, a pressão resistente ao colapso pode ser calculada pela Equação 3.4.

$$P_c = P_o \cdot LPF_{max} \quad (3.4)$$

Deve-se ressaltar que o método *Riks* implementado no ABAQUS®, assume sua forma modificada, que possibilita a obtenção dos estados de equilíbrio estático durante a fase instável de resposta da estrutura, utilizados nos casos em que o carregamento é proporcional, ou seja, onde estas cargas são geridas por um único parâmetro escalar (SILVA, 2006).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo objetiva a exposição dos resultados e discussões deste trabalho, por meio de verificações e validação do modelo numérico, bem como o detalhamento dos resultados pertinentes ao estudo paramétrico e estudo de caso desenvolvidos.

### 4.1 VERIFICAÇÕES E VALIDAÇÃO DO MODELO

Os processos de verificação e validação do modelo numérico, descrito nas subseções que seguem, são fundamentados nas simulações de tubos hipotéticos gerados pelo autor, na presença ou não de imperfeições de manufatura e desgaste, assim como exemplares ensaiados experimentalmente contidos na literatura.

#### 4.1.1 Verificação para Tubos Perfeitos

Para tubulares hipotéticos considerados perfeitos, utilizam-se dois métodos para obtenção das pressões resistentes de colapso: Solução por Análise de Flambagem aplicada a modelos sem imperfeições, com uso do módulo de instabilidade atrelado à ativação de perturbações lineares iniciais nos modelos. Nesta abordagem, em regime não linear geométrico linearizado, busca-se o primeiro modo de flambagem por análise de autovalor. Já a segunda abordagem, por Análise Não Linear, consiste na imposição de perturbações geométricas proporcionais aos primeiros modos de flambagem obtidos pelo método anterior, de forma associada, ou não, à ativação da não linearidade geométrica. Nesta etapa, a maioria dos modelos cujo desgaste não é considerado, utilizam o aço API de grau P110 em suas simulações, excetuando-se o modelo referente ao ensaio experimental proposto por Moreira Junior (2012), tendo suas propriedades mecânicas listadas pela Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Propriedades do aço API de grau P110.

Grau de Aço	$\sigma_{ys}$ (psi)	$\sigma_{ult}$ (psi)	$E$ (psi)	$\nu$
P110	110.000	125.000	$3 \cdot 10^7$	0,28

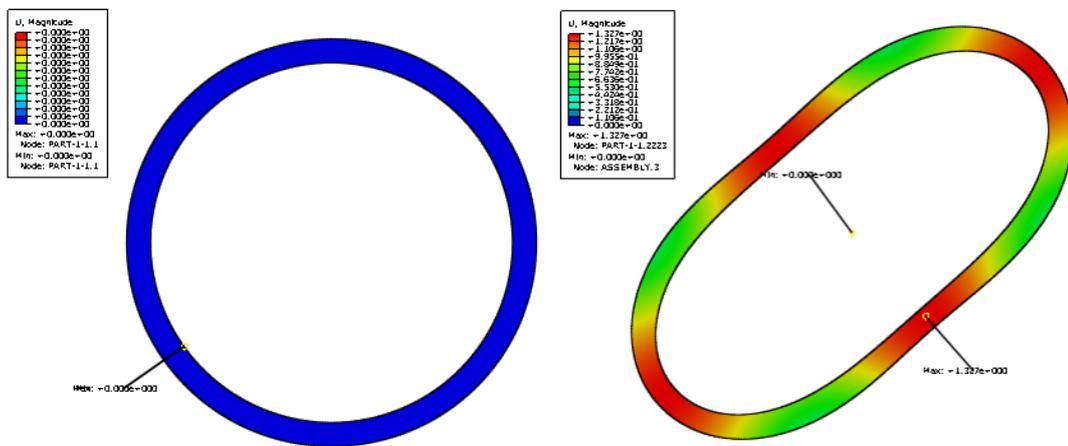
Fonte: API/TR 5C3 (2008).

#### Solução por Análise de Flambagem

Esta solução é verificada com base nas resistências estimadas pela equação de Clinedinst et al. (1939), em regime de colapso elástico, segundo os regimes da API/TR 5C3 (2008), utilizando-se o regime não linear geométrico linearizado, e sem que hajam imperfeições no modelo. Para obtenção destes resultados, utiliza-se o módulo de perturbação linear inicial do tipo

*buckle*, ativado via *software* ABAQUS®. Esta solução traz como resultado o primeiro modo de falha ou flambagem da seção transversal do tubular. Neste momento, as simulações são feitas de forma a se variar os índices de esbeltez de tubulares com o propósito da verificação das respostas obtidas por esta forma de solução ( $17 \leq D/t \leq 40$ ). Assim, pode-se verificar pela Figura 4.1 a forma inicial indeformada e de início da flambagem do tubular mais espesso simulado, cuja esbeltez é da ordem de  $D/t = 17$ . Deve-se ressaltar que nesta abordagem não se faz necessário o estudo de sensibilidade de malha, já que as respostas convergem mesmo com o uso de malhas consideradas pobres.

Figura 4.1 – Formas inicial e *frame* do primeiro modo de falha do tubular espesso.



Fonte: Autor (2020).

Da mesma forma, o tubular de seção mais esbelta  $D/t = 40$  em sua forma inicial e seu primeiro modo de falha pode ser verificado na Figura 4.2. De posse destes resultados numéricos  $P_{CMEF}$ , pode-se comparar as respostas dos extremos do intervalo com as do modelo analítico para tubulares perfeitos segundo Clinedinst et al. (1939)  $P_{Cclin}$ , na Tabela 4.2 .

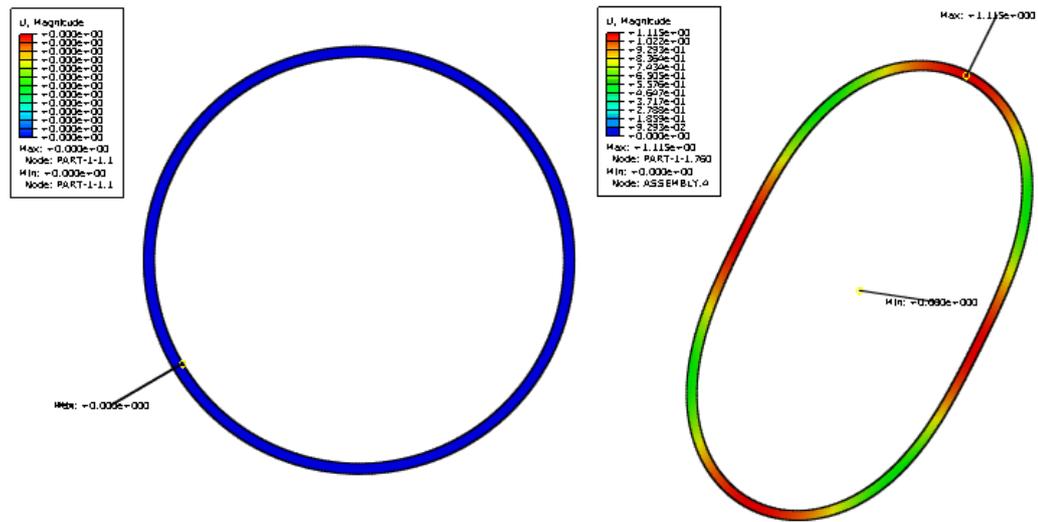
Tabela 4.2 – Resultados para a solução por Análise de Flambagem.

Modelo	$D/t$	$P_{Cclin}$ (psi)	$P_{CMEF}$ (psi)	Erro (%)
Clinedinst et al. (1939)	17	14.959,59	15.726,16	5,12
	40	1.070,08	1.095,57	2,38

Fonte: Autor (2020).

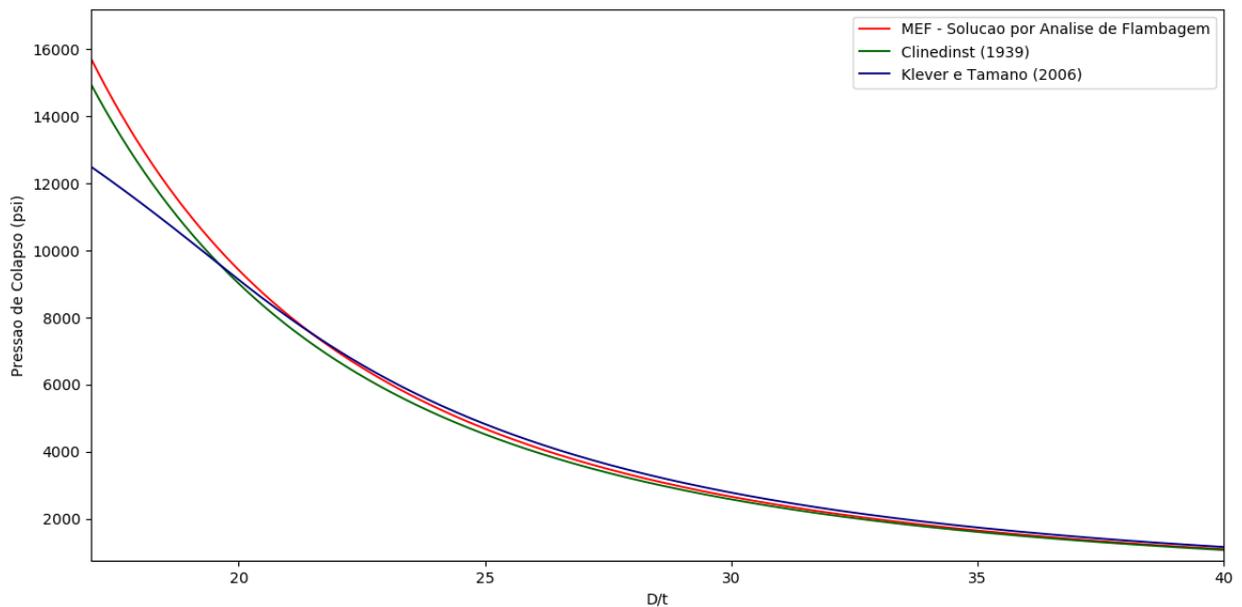
As respostas para todo o intervalo de tubos podem ser visualizadas pela Figura 4.3, onde observa-se que os resultados desta solução se assemelham às respostas obtidas por Clinedinst et al. (1939), fornecendo pressões de colapso ligeiramente superiores para todo o intervalo, obtendo melhores respostas com o aumento da esbeltez, fato indicado pela Tabela 4.2. Nota-se que as respostas numéricas obtidas diferem gradativamente dos valores alcançados por Klever e Tamano (2006) a partir de esbeltezes transversais aproximadamente inferiores a 21.

Figura 4.2 – Formas inicial e *frame* do primeiro modo de falha do tubo.



Fonte: Autor (2020).

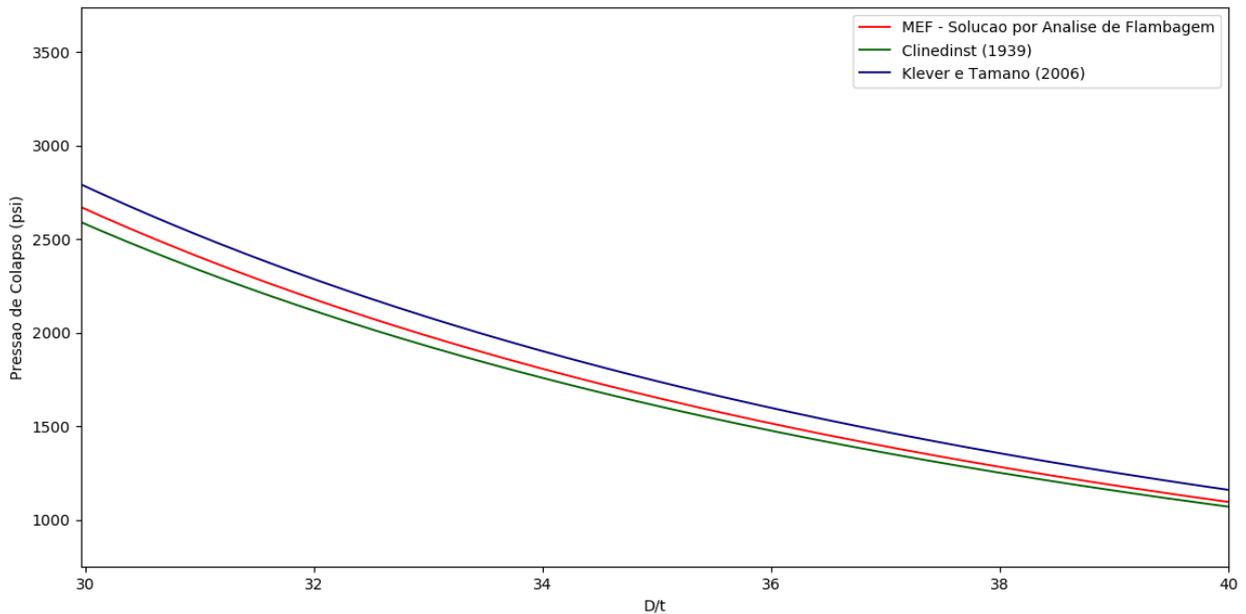
Figura 4.3 – Curvas de resistência ao colapso *versus* esbelteza para tubos perfeitos.



Fonte: Autor (2020).

Portanto, o uso deste tipo de solução só se mostra aconselhável para tubulares de média e alta esbelteza transversal, que se encontram nos regimes de colapso por transição ou elástico, perdendo representatividade no caso de tubos que colapsam no regime plástico ou de escoamento, de acordo com a classificação da API. Por este motivo esta solução não é empregada na obtenção dos resultados presentes neste trabalho, visto que não contempla todo o *range* de tubos normalmente empregados na indústria de óleo e gás *offshore*. Pode-se observar, pela Figura 4.4, uma melhor visualização das curvas de pressão de colapso para espécimes de alta esbelteza.

Figura 4.4 – Detalhe das curvas de resistência ao colapso *versus* esbeltez para tubos perfeitos.



Fonte: Autor (2020).

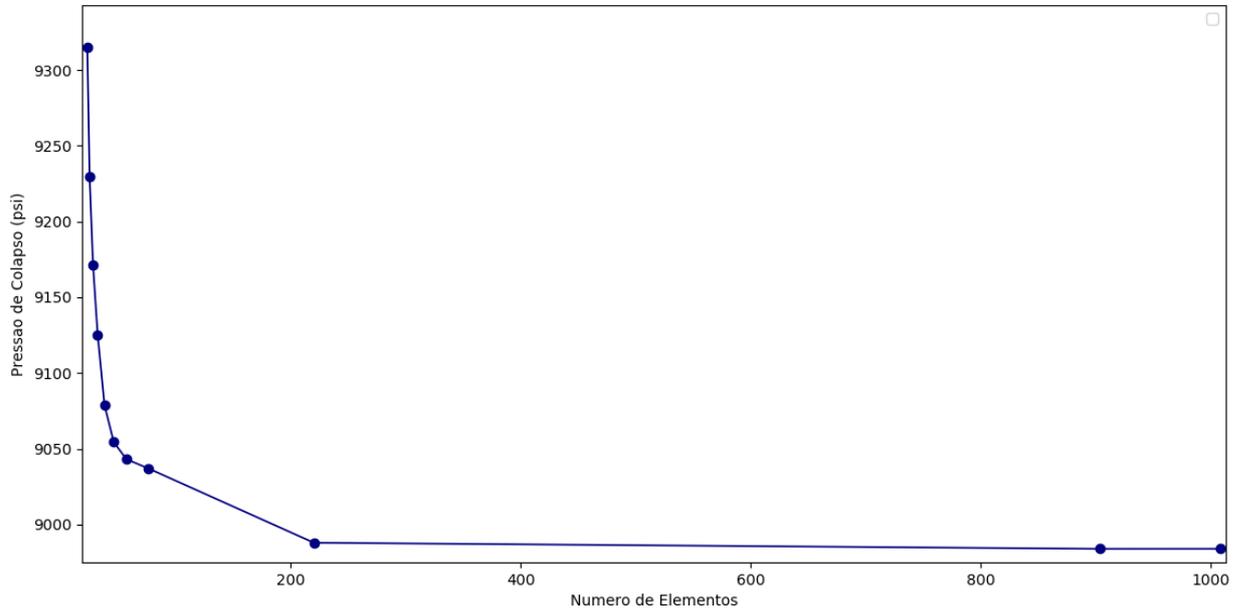
Nesta etapa, o número de subdivisões na direção angular é 200, enquanto que na direção radial utilizam-se 3 e 8 subdivisões, para os tubos de maior e menor esbeltez, respectivamente.

### Solução por Análise Não Linear

Nesta etapa, o processo de verificação e validação para tubulares perfeitos é feito examinando-se as respostas obtidas ao se considerar o regime não linear geométrico. Isto é executado de forma a se provocar perturbações geométricas sutis no modelo, representadas por uma ovalização inicial que deve ser proporcional ao autovalor associado ao primeiro modo de flambagem da seção do tubular, obtidos pela Solução por Análise de Flambagem. Esta inserção deve estimular uma instabilidade no modelo perfeito, possibilitando-se encontrar a trajetória de equilíbrio via método de *Riks*. Para fins de obtenção de respostas mais confiáveis, deve-se reproduzir um estudo de sensibilidade de malha para o modelo. Este estudo deve ser reproduzido aumentando-se progressivamente o número de elementos da malha até que a resposta encontre certa estabilidade ou pequena variação entre duas respostas consecutivas, diferentemente do problema de instabilidade. A Figura 4.5 aponta os resultados deste estudo considerando-se um tubular com diâmetro externo  $D$  igual a 7,625 pol e índice de esbeltez  $D/t$  igual a 20, variando-se o número de elementos da malha de 23 a 1008, convergindo com 220 elementos. A convergência desta malha acontece com um erro relativo entre duas respostas consecutivas de 0,044%.

O fato de perturbar geometricamente o modelo é justificável, já que para tubulares considerados ideais, o fenômeno de colapso só acontece a níveis muito elevados de pressão.

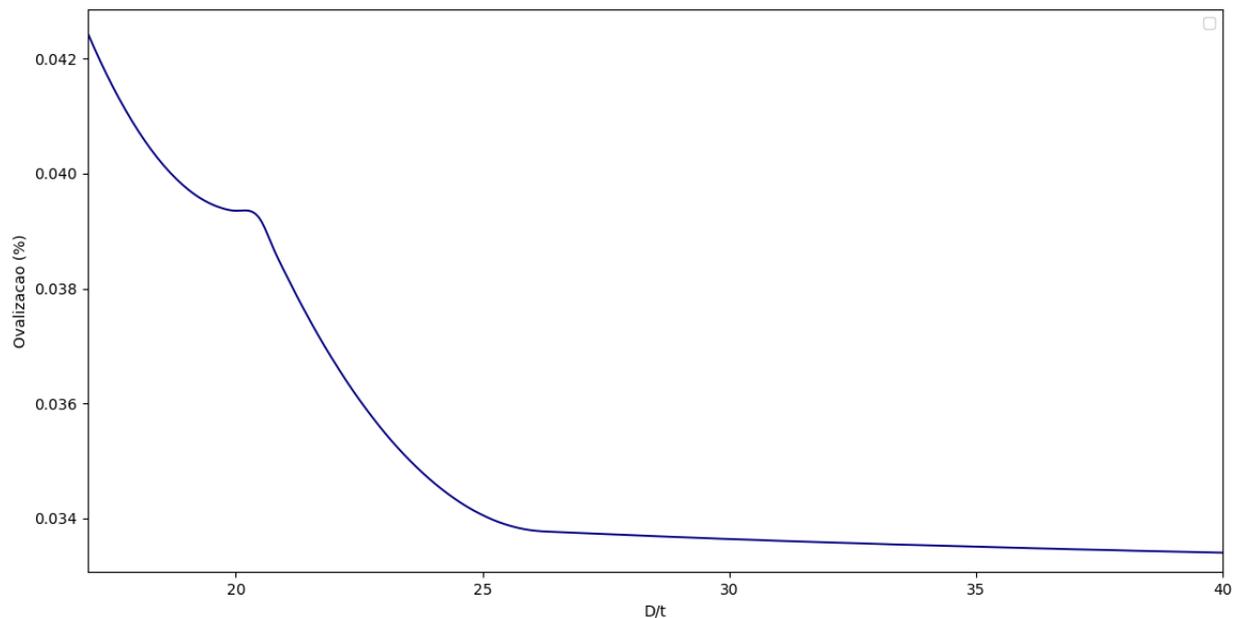
Figura 4.5 – Estudo de sensibilidade de malha para a Solução por Análise Não Linear.



Fonte: Autor (2020).

Estas perturbações são introduzidas no modelo por meio de ovalizações iniciais  $ov$ , proporcionais aos autovalores obtidos pela Solução por Análise de Flambagem  $\lambda$  e ajustados em conformidade com a escala do problema em questão ( $ov = \lambda/n$ ), onde  $n$  é o fator de escala do problema = 42,5, cuja sua forma é indicada na Figura 4.6.

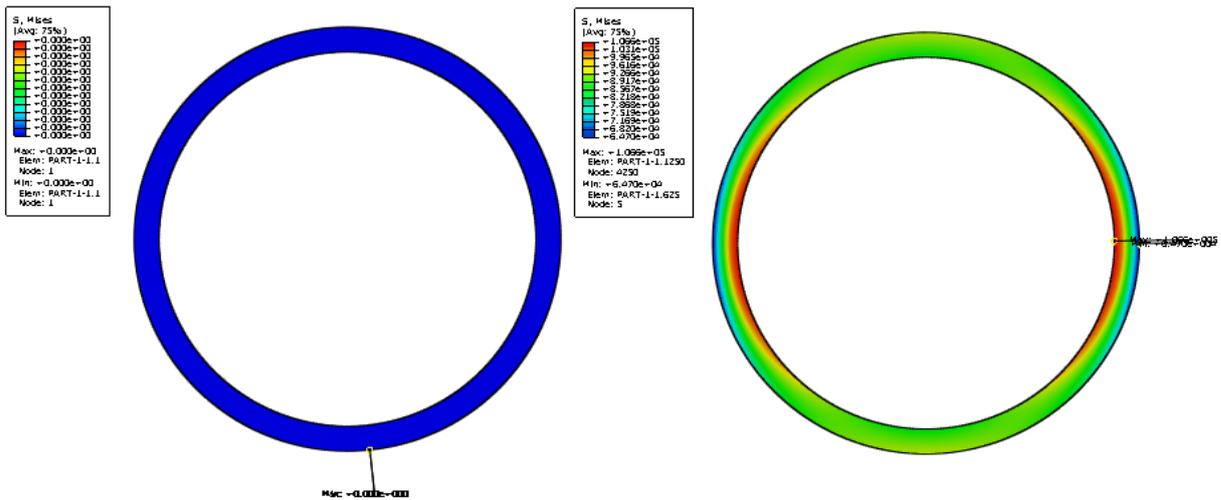
Figura 4.6 – Curva de perturbação de modelos perfeitos pela inserção de ovalização.



Fonte: Autor (2020).

Esta perturbação pela ovalização tem o propósito de impor uma trajetória de equilíbrio que possibilite a solução do problema, por meio da obtenção do máximo fator de carga atuante  $LPF_{max}$ , conforme exposto pela Figura 3.14. A Figura 4.7 ilustra o tubular de maior espessura simulado (esbeltez igual a  $D/t = 17$ ) e seu *frame* de falha indicando o momento instantâneo do início do colapso.

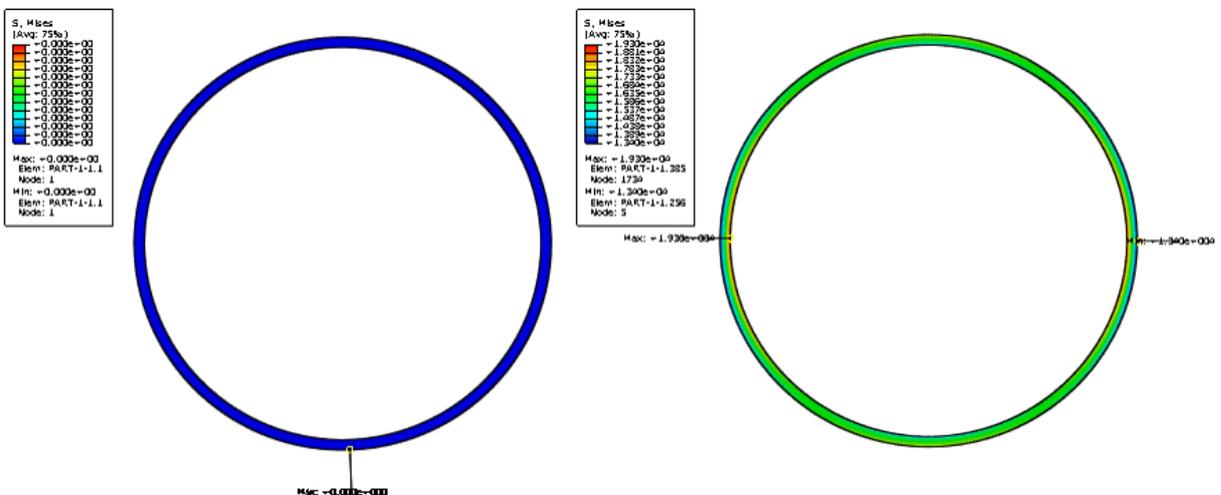
Figura 4.7 – Formas inicial e *frame* de falha do tubular espesso.



Fonte: Autor (2020).

A simulação do tubular de maior esbeltez considerado nesta etapa ( $D/t = 40$ ), pode ser verificada pelas formas presentes na Figura 4.8. Nesta mesma figura pode-se observar a sua forma inicial indeformada bem como a configuração final associada ao início da perda de estabilidade ou flambagem da seção transversal do tubular, caracterizando o momento de início do colapso do mesmo.

Figura 4.8 – Formas inicial e *frame* de falha do tubular esbelto.



Fonte: Autor (2020).

O processo de verificação e validação desta forma de solução numérica é baseado na comparação com as estimativas para tubos de paredes espessas de acordo com Klever e Tamano (2006) em estado limite último  $P_{cKT_{perf}}$  e para tubulares de alta esbeltez segundo Clinedinst et al. (1939)  $P_{cClim}$ , vide Equação 2.45. A Tabela 4.3 compara pressões de colapso numéricas em função de suas respectivas esbeltezes e tensões verificadas, bem como as respostas analíticas e os erros relativos associados.

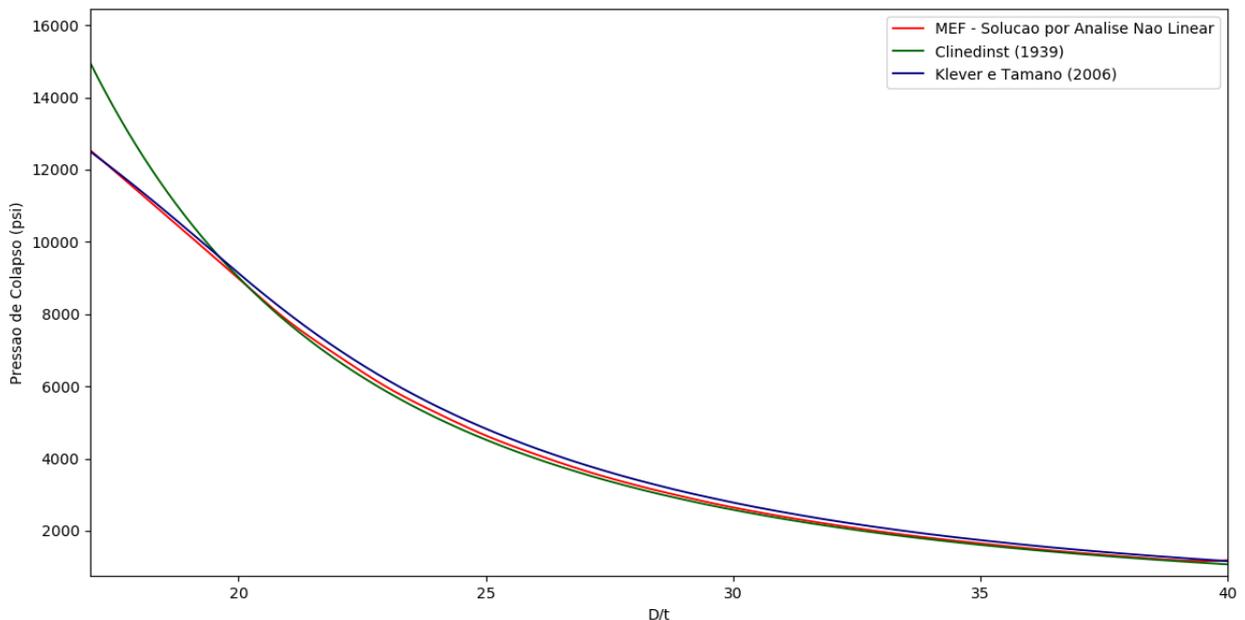
Tabela 4.3 – Resultados para a Solução por Análise Não Linear.

Modelo	$D/t$	$P_{cKT_{perf}}$ e $P_{cClim}$ (psi)	$P_{cMEF}$ (psi)	$\sigma_{cMEF}$ (psi)	Erro (%)
Klever e Tamano (2006)	17	12.501,97	12.538,62	106.644,91	0,29
	40	1.160,07	1.093,77	98.587,40	-5,71
Clinedinst et al. (1939)	40	1.070,08	1.093,77	98.587,40	2,21

Fonte: Autor (2020).

As curvas ilustradas pela Figura 4.9 expõem de forma gráfica os resultados indicados na Tabela 4.3 e os demais valores de pressão resistente em função do grau de esbeltez. Nota-se que os resultados do modelo numérico se mostram congruentes com os fornecidos pelo modelo de Klever e Tamano (2006), apresentando uma ótima concordância para as esbeltezes extremas do intervalo considerado.

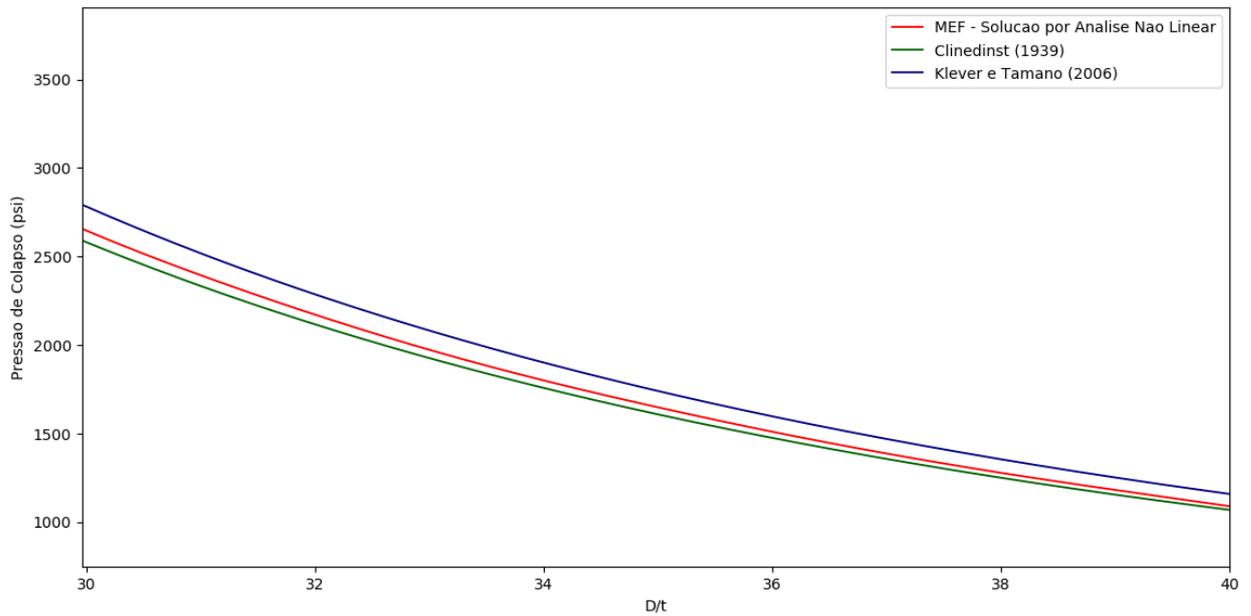
Figura 4.9 – Curvas de resistência ao colapso *versus* esbeltez para tubos perfeitos.



Fonte: Autor (2020).

Pode-se observar na Figura 4.10 uma melhor visualização das curvas de pressão de colapso para espécimes de alta esbeltez.

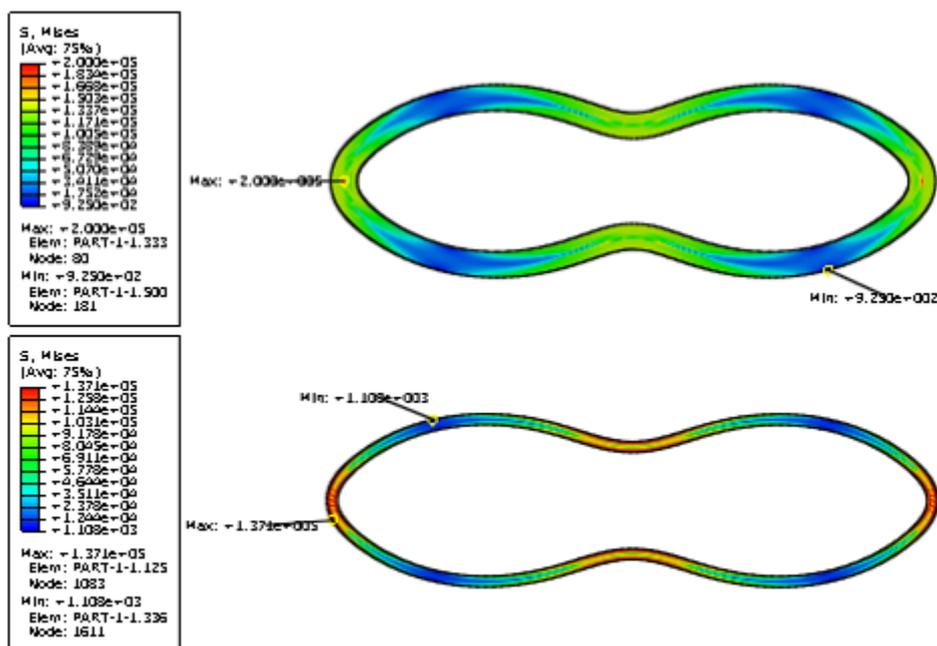
Figura 4.10 – Detalhe das curvas de resistência ao colapso *versus* esbeltez para tubos perfeitos.



Fonte: Autor (2020).

Os tubulares que representam os extremos deste intervalo de esbeltez transversal, têm suas formas finais pós-colapso, representados pelo último *frame* de simulação, conforme exposto na Figura 4.11.

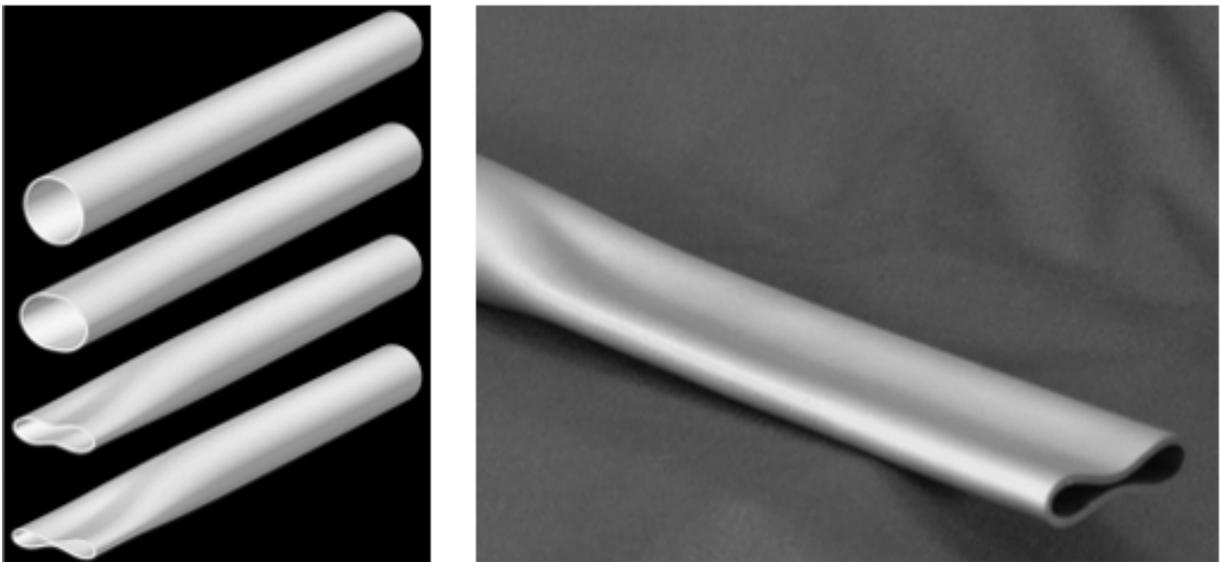
Figura 4.11 – Configurações esmagadas pós-colapso dos tubos geometricamente perturbados.



Fonte: Autor (2020).

Estas geometrias finais ilustradas pela Figura 4.11 podem ser comparadas qualitativamente com as formas obtidas numérica e experimentalmente por Kyriakides e Corona (2007), conforme exibido na Figura 4.12. Estas semelhanças de forma se fazem possíveis graças à ativação do regime geometricamente não linear, possibilitando uma melhor estimativa do esmagamento que ocorre na região central da seção transversal. A adoção deste método para estimativa das resistências em detrimento ao método anteriormente citado (Solução por Análise de Flambagem), é pautada na possibilidade de este modelo varrer todo intervalo de esbeltez para tubos estando em conformidade com o modelo de Klever e Tamano (2006).

Figura 4.12 – Evolução do colapso e forma final de tubos geometricamente perturbados.



Fonte: Adaptado de Kyriakides e Corona (2007).

#### 4.1.2 Verificação para Tubos Imperfeitos

Os próximos casos tratam das verificações e validações de modelos dotados de imperfeições iniciais de manufatura e de desgaste em canaleta ou perfilado. As estimativas de resistência ao colapso obtidas são confrontadas com as atingidas pelo equacionamento proposto por Klever e Tamano (2006). A Tabela 4.4 ilustra os intervalos destas imperfeições consideradas, a tensão residual  $r_s$ , bem como o fator de forma associado à curva tensão-deformação para o aço considerado  $h_n$ .

Tabela 4.4 – Valores de imperfeições e propriedades mecânicas para modelos imperfeitos.

$ov$ (%)	$ec$ (%)	$r_s$ (psi/psi)	$h_n$
0, ... , 0,4 e 0,5	0, ... , 4 e 5	-0,142	0,017

Fonte: Autor (2020).

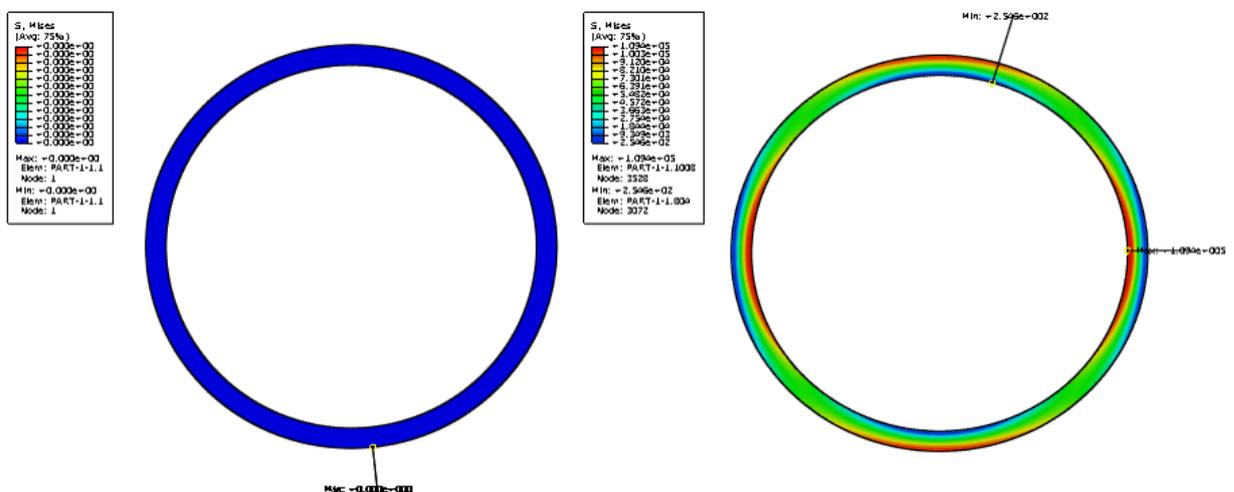
## Tubos Ovalizados

Os primeiros modelos imperfeitos a serem simulados referem-se a tubulares com ovalização percentual inicial. Esta imperfeição é imposta por meio de um modelo virtual, semelhante às formas elípticas internas e externas perfeitas e concêntricas, com eixos maiores e menores em direções perpendiculares, sabendo-se que os diâmetros que tornam a sua forma elíptica  $R_\theta$  (pol), podem ser definidos pela Equação 4.1.

$$R_\theta = R \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot ov \cdot \cos(2 \cdot \theta) \right] \quad (4.1)$$

Esta imperfeição, a depender do seu nível, impõe uma alteração considerável da resistência ao colapso. Este fato pode ser exemplificado pela perda de resistência verificada para o tubo ilustrado na Figura 4.13. Neste espécime de esbelteza igual a 20, ovalização inicial de 1% e regime de falha no regime plástico segundo a API/TR 5C3 (2008), a perda pode chegar a 26,70% em relação à resposta analítica sem imperfeições segundo Klever e Tamano (2006), mostrando-se próximo do percentual de 25% indicado por Lin et al. (2013) em seu estudo. Comparando-se este resultado com a resposta numérica para tubo virtual perfeito, pode-se chegar a redução de resistência de 25,53%,

Figura 4.13 – Formas inicial do tubular ovalizado e *frame* de falha.



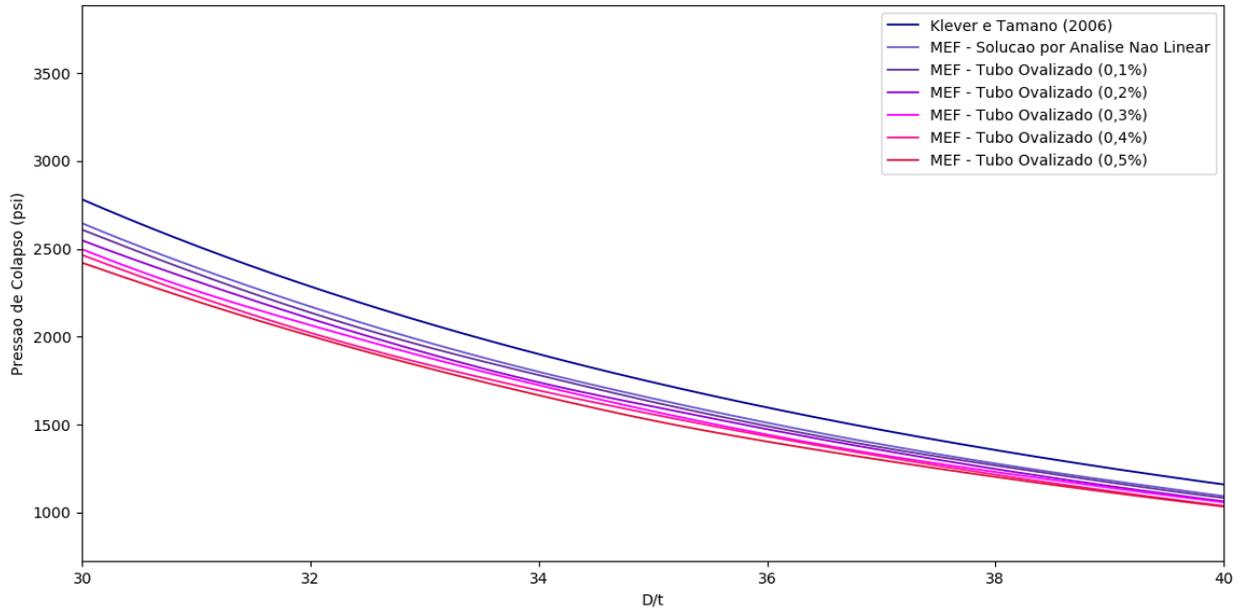
Fonte: Autor (2020).

A forma final do tubular, pós colapso, considerando o último *frame* de simulação, pode ser verificada na Figura 4.14. Nota-se a simetria na forma final devido a ovalização inicial.

As curvas de resistência numérica, para diferentes níveis de ovalização e suas respectivas respostas analíticas plotadas no mesmo intervalo de esbelteza, podem ser observadas pelo gráficos da Figura 4.15. Nota-se nesta mesma figura que ovalizações compreendidas entre 0 e 0,2 têm maior impacto na taxa de decréscimo de resistência ao colapso dos espécimes.

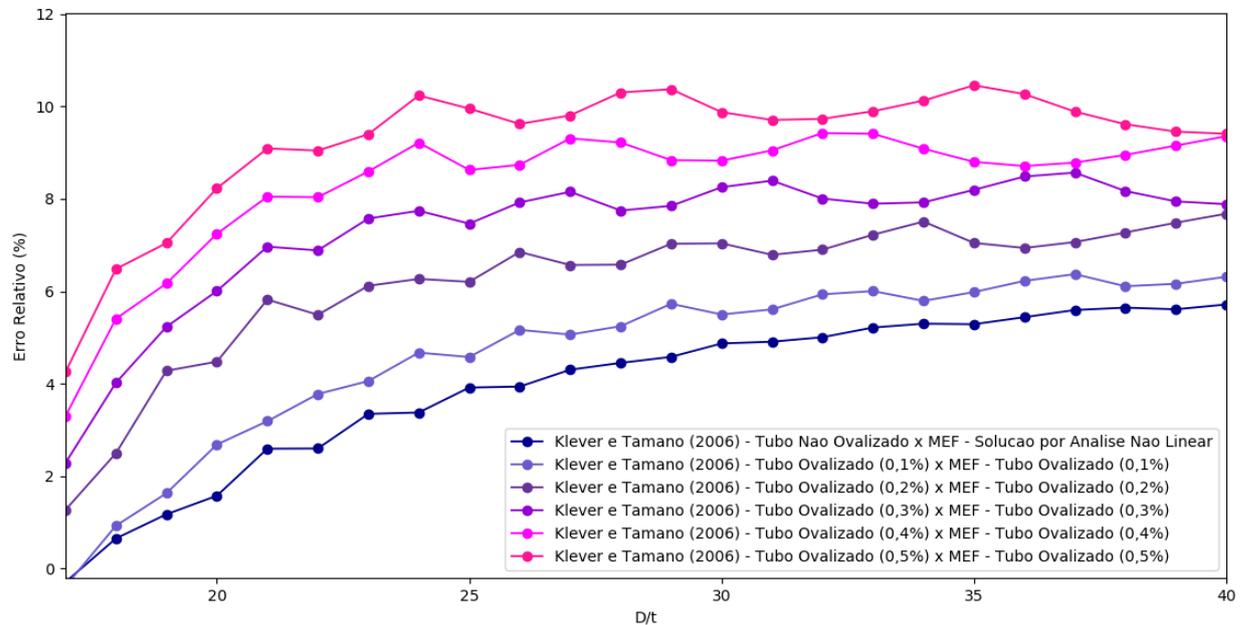


Figura 4.16 – Detalhe das resistências ao colapso *versus* esbelteza de tubulares ovalizados.



Fonte: Autor (2020).

Figura 4.17 – Curvas de erros relativos de resistência ao colapso de tubulares ovalizados.



Fonte: Autor (2020).

**Tubos excêntricos**

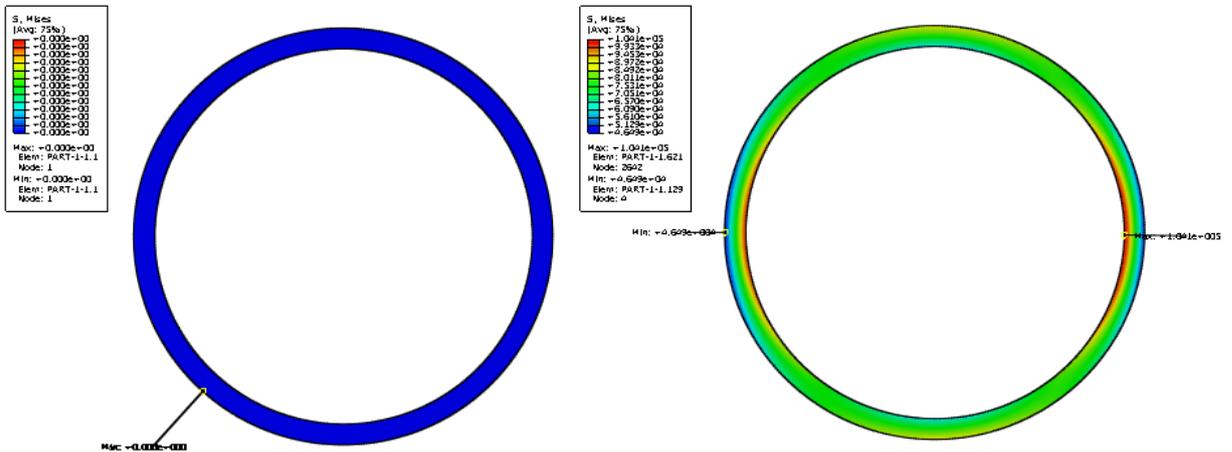
Os modelos virtuais para tubos excêntricos são concebidos provocando-se deslocamentos horizontais nos centros dos círculos internos  $\xi$  (pol) que representam as paredes internas dos

tubulares e podem ser definidos pela Equação 4.2.

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot t \cdot ec \tag{4.2}$$

Para ilustrar esta modificação na resistência ao colapso, a Figura 4.18 expõe um exemplo de tubular idêntico ao anterior dotado de excentricidade inicial, de forma que ao se aplicar uma imperfeição de 5%, pode-se reduzir a pressão de colapso em cerca de 4,35% em relação a resposta analítica para o tubo perfeito. Nota-se, portanto, que a influência da excentricidade na pressão de colapso é muito inferior à verificada para a ovalização. Tal fato é conhecido da literatura a respeito do tema.

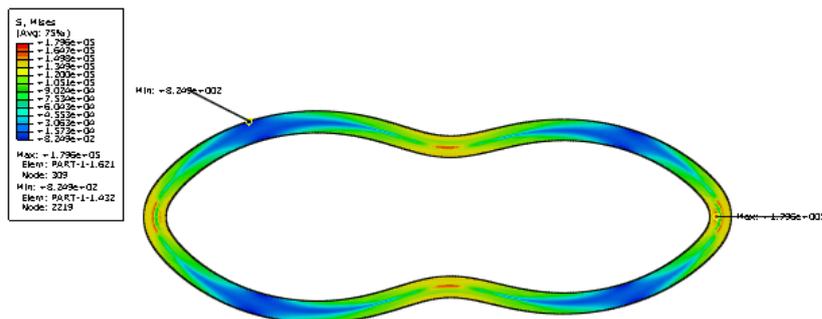
Figura 4.18 – Formas inicial e *frame* de colapso para o tubular excêntrico.



Fonte: Autor (2020).

A configuração final esmagada assumida pós-colapso, considerando o último *frame* de simulação, pode ser verificada na Figura 4.19. Nesta figura nota-se uma pequena assimetria em relação ao eixo y, devida à inserção da excentricidade.

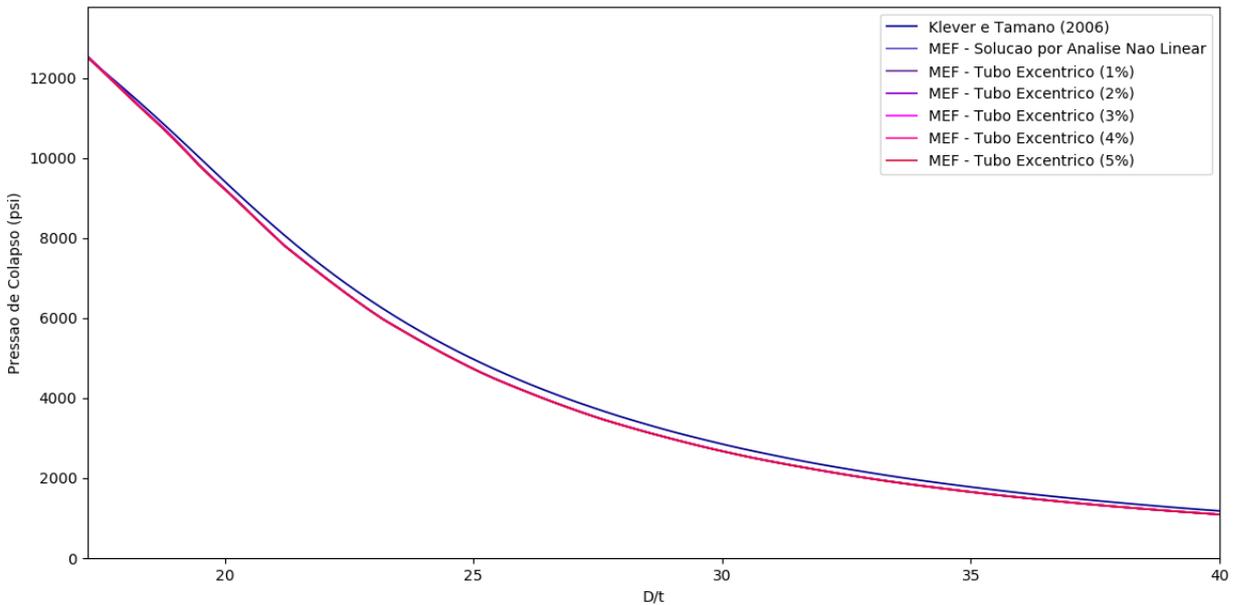
Figura 4.19 – Forma final esmagada do tubular dotado de excentricidade inicial.



Fonte: Autor (2020).

A Figura 4.20 ilustra as curvas de resistências numéricas em função dos níveis de esbeltez comparadas com a resposta obtidas pelo modelo Klever e Tamano (2006), na ausência de imperfeições.

Figura 4.20 – Curva de resistências ao colapso em função da esbeltez do tubular excêntrico.



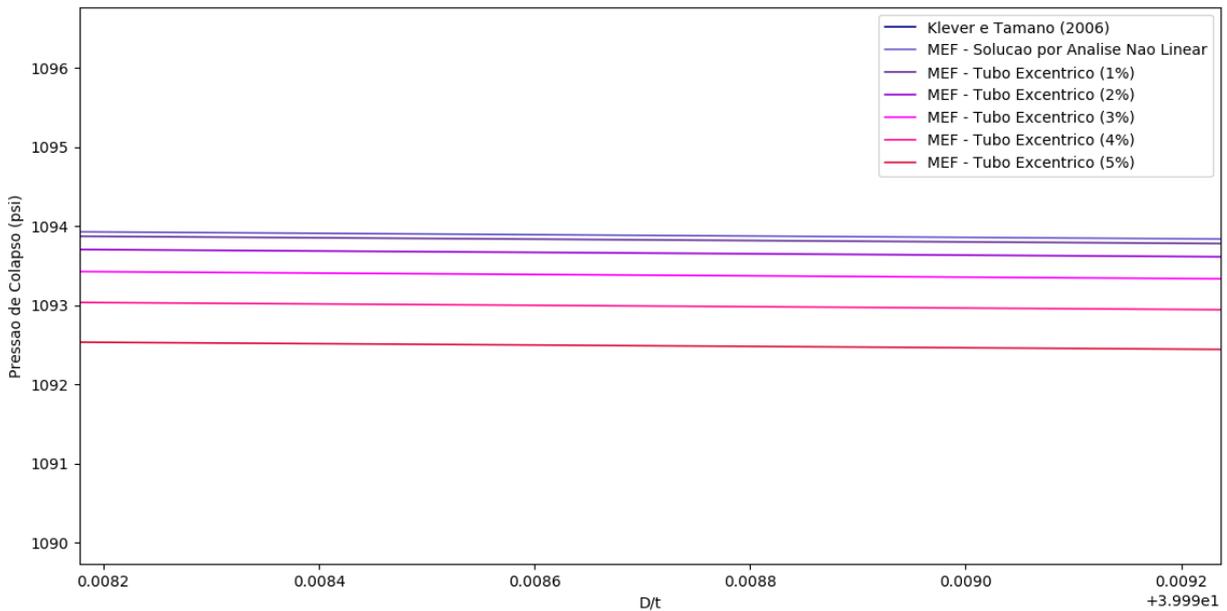
Fonte: Autor (2020).

Percebe-se que estas curvas assumem perdas mais sensíveis para tubos de maior esbeltez. Pode-se verificar também que a excentricidade tem menor impacto nesta diminuição e, portanto, a ovalização torna-se mais relevante para o colapso, conforme indica Kyriakides e Corona (2007) e Kaldal et al. (2013). A Figura 4.21 mostra o detalhe das curvas para altos valores de esbeltez, podendo-se notar uma perda insignificante de menos de 2 psi entre os valores extremos de excentricidade considerados.

Para o melhor entendimento destes resultados expostos pelas Figuras 4.20 e 4.21, é necessário se indicar os erros relativos entre as soluções numéricas e analíticas para todo o intervalo de esbeltez considerado. Estes erros relativos são ilustrados pelas curvas presentes na Figura 4.22.

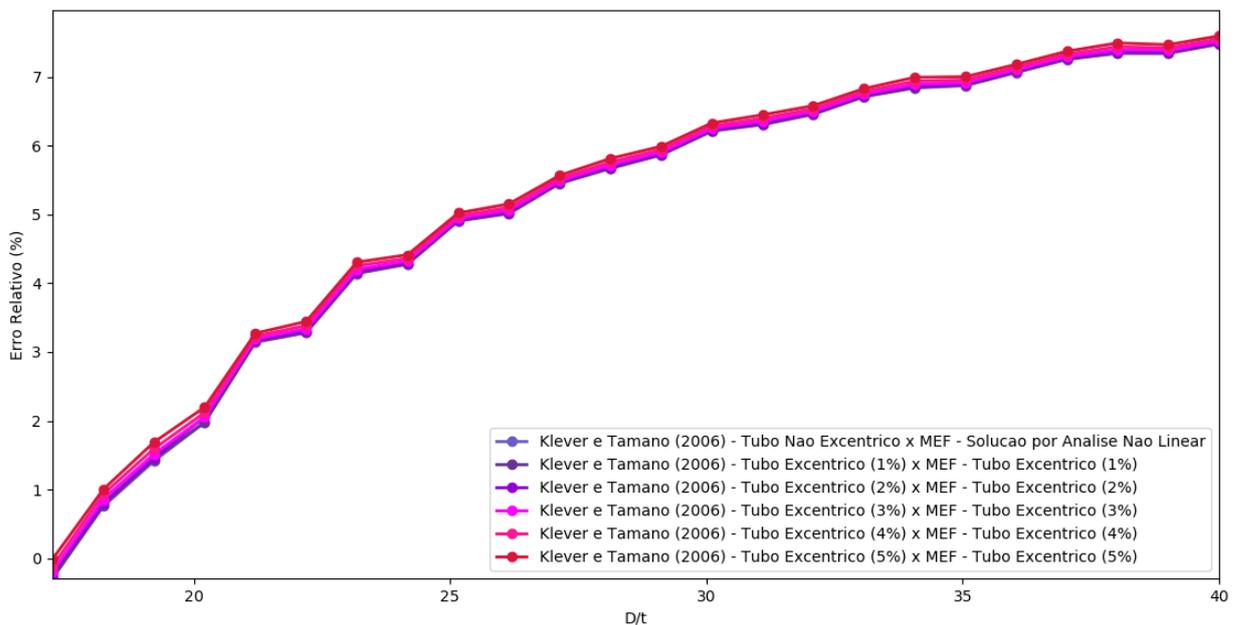
Deve-se registrar que a excentricidade inicial por si só, quando pequena, não é percebida como perturbação ou imperfeição pelo modelo numérico, comportamento distinto à ovalização, já que esta pode ser enxergada mesmo nestas condições. Nos modelos exclusivamente excêntricos há pequenas perturbações impostas por ovalizações iniciais, de forma análoga à verificação por *Riks* em regime não linear geométrico para elementos tubulares perfeitos. Pelas Figuras 4.15 e 4.20, verifica-se que para alguns tubos com esbeltezes compreendidas entre 15 e 17, as pressões de colapso numéricas mostram-se superiores as do modelo de Klever e Tamano (2006), devido ao ligeiro comportamento decrescente das pressões manifestado neste intervalo.

Figura 4.21 – Detalhe nas curvas de resistência para modelos com excentricidade inicial.



Fonte: Autor (2020).

Figura 4.22 – Curvas de erros relativos de resistência ao colapso de tubulares excêntricos.



Fonte: Autor (2020).

Pela Figura 4.22, pode-se concluir que os erros relativos estabelecidos entre os modelos numérico e analítico mostram-se cada vez maiores à medida que há um aumento da esbeltez dos tubulares, podendo chegar a um erro de aproximadamente 7,59% para o nível de excentricidade

associado de 5% e índice de esbeltez igual a 40.

A subseção a seguir expõe o uso do referido modelo numérico para a verificação, comparação e posterior validação do respectivo resultado com os níveis de pressão de colapso alcançados experimentalmente por um espécime ensaiado por Moreira Junior (2012) em seu trabalho.

### Validação para o Modelo Apresentado por Moreira Junior (2012)

Este processo de validação se dá pela reprodução dos resultados experimentais para um tubular equivalente e similar ao ensaiado por Moreira Junior (2012). Este espécime é constituído por um grau de aço proprietário de alta resistência ao colapso, também denominado de *high collapse* (HC), de grau Q125, sendo este dotado de imperfeições iniciais tais como ovalização, excentricidade e desgaste na forma de canaleta ou *groove wear*. As informações acerca deste espécime estão listadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Informações do tubular *high collapse* modelado.

$D$ (pol)	$D/t$	$ov$ (%)	$ec$ (%)	$\delta$ (%)	$D_{tj}$ (pol)
9 5/8 = 9,625	20,39	0,129	10,78	25,73	5,57

Fonte: Moreira Junior (2012).

Nesta mesma Tabela 4.5, apresenta-se o diâmetro externo, a esbeltez da seção transversal e o diâmetro da junta de conexão entre tubos de perfuração, além das imperfeições consideradas. Este desgaste é reproduzido no tubo manufaturado por meio do processo de usinagem da parede interna ao longo de todo o seu comprimento. A forma de desgaste é compatível com as formas e proporções usualmente encontradas em poços sujeitos a estes mecanismos ao longo de toda sua vida útil. Pela Tabela 4.6, pode-se verificar as propriedades mecânicas para o aço em questão, como seu grau, tensões de escoamento e limite de resistência a tração, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson.

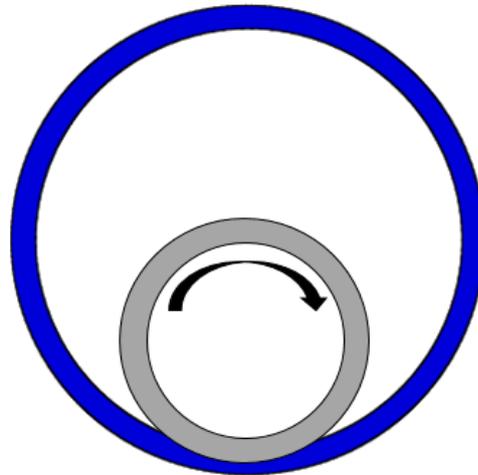
Tabela 4.6 – Propriedades mecânicas do grau de aço Q125-HC.

Grau de Aço	$\sigma_{ys}$ (psi)	$\sigma_{ult}$ (psi)	$E$ (psi)	$\nu$
Q125-HC	125.000	150.840	$3,01 \cdot 10^7$	0,29

Fonte: Moreira Junior (2012).

A forma do desgaste é reproduzida no modelo de tubular equivalente, conforme indicado na Figura 4.23. Neste mesmo modelo são introduzidas as imperfeições de ovalização (eixo horizontal maior que o vertical) e excentricidade (deslocamento horizontal da superfície interna da esquerda para a direita). Estas são obtidas por meio dos valores médios provenientes do mapeamento por ultrassom promovido por Moreira Junior (2012). Assim como o autor, este modelo não considera o campo de tensões residual.

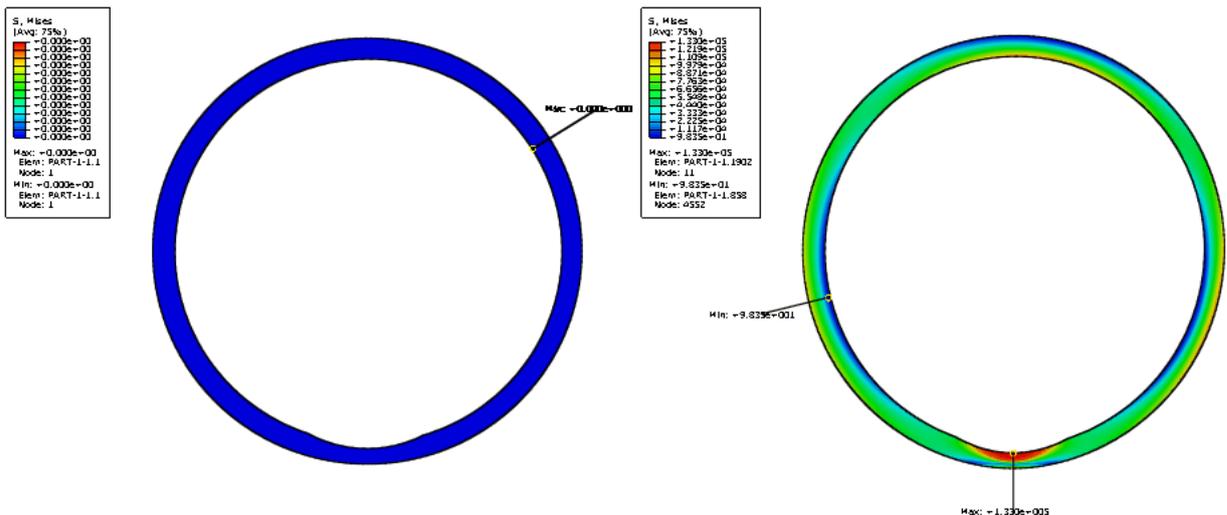
Figura 4.23 – Desgaste do espécime reproduzido segundo Moreira Junior (2012).



Fonte: Autor (2020).

Esta simulação acontece em regime geometricamente não linear, isso porque o tubular em questão recai no regime de transição segundo a norma API/TR 5C3 (2008), portanto de grande esbeltez, manifestando grandes deslocamentos após o colapso, e portanto, melhor descrito neste regime. As configurações indeformada e de início de perda de estabilidade podem ser verificadas pela Figura 4.24.

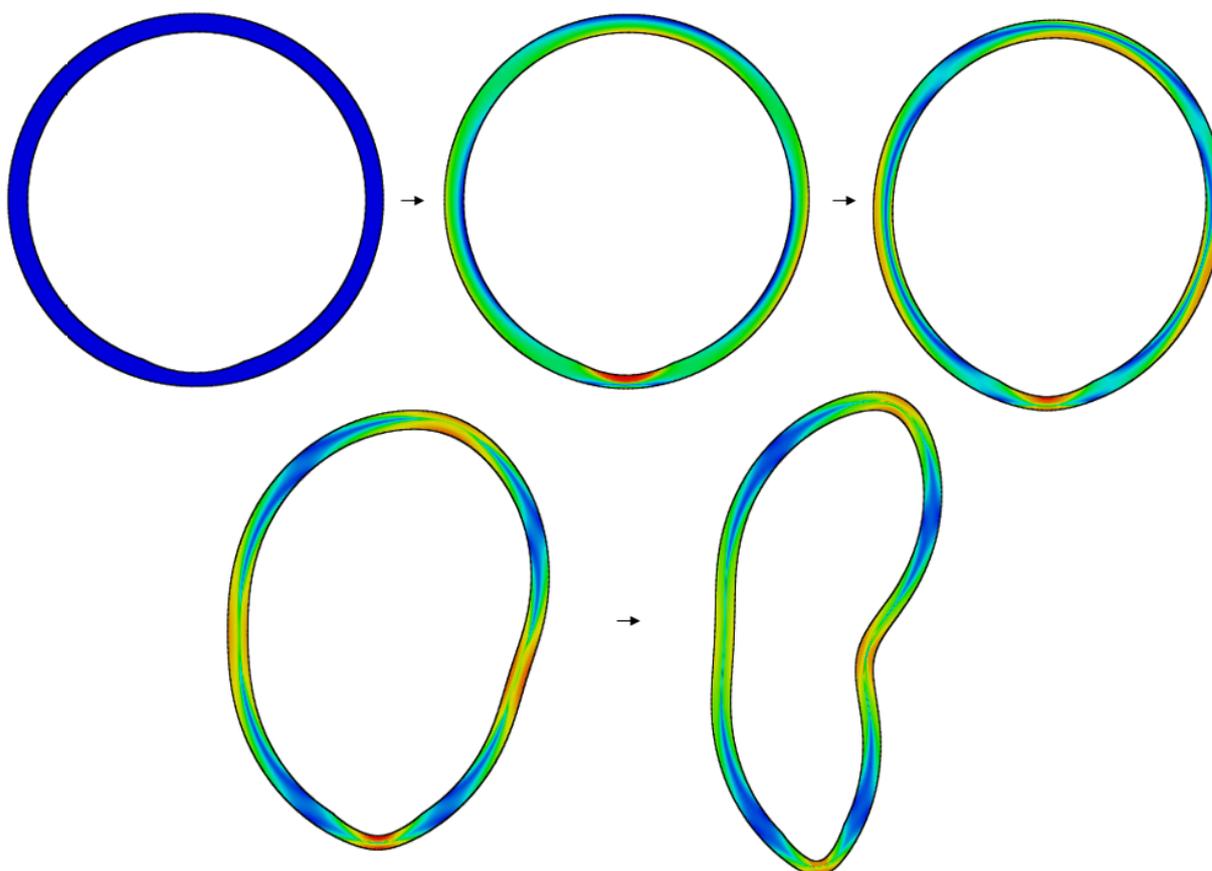
Figura 4.24 – Formas inicial do tubo segundo Moreira Junior (2012) e seu *frame* de falha.



Fonte: Autor (2020).

A Figura 4.25 apresenta a evolução total do processo de colapso do tubular desde a sua forma indeformada, passando pelo instante em que se inicia a flambagem ou colapso e suas configurações pós-colapso.

Figura 4.25 – Evolução do processo de colapso ensaiado por Moreira Junior (2012).



Fonte: Autor (2020).

De posse dos resultados obtidos numericamente, a Tabela 4.7 é então preenchida. Nesta há informações acerca do tubular e pressões de colapso numérica  $P_{CMEF}$  e experimental  $P_{Cexp}$ , bem como o erro relativo obtido entre elas.

Tabela 4.7 – Resultados para tubular ensaiado por Moreira Junior (2012).

Modelo	$D/t$	$P_{Cexp}$ (psi)	$P_{CMEF}$ (psi)	$\sigma_{CMEF}$ (psi)	Erro (%)
Moreira Junior (2012)	20,3	5.952,29	6.040,04	132.894,35	2,28

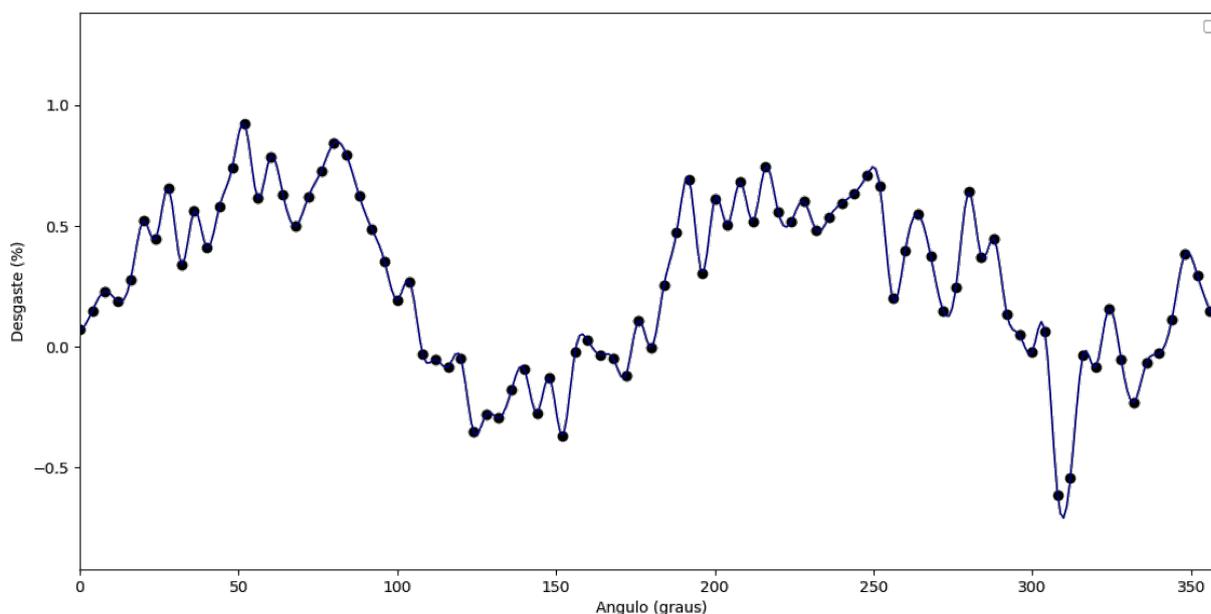
Fonte: Autor (2020) e Moreira Junior (2012).

Diante deste erro, estabelecido entre os resultados dos ensaios numérico e experimental e apresentado na Tabela 4.7, pode-se afirmar que o modelo numérico se mostra compatível e capaz de reproduzir a pressão de colapso desse ensaio, já que a diferença entre as resistências de ambos mostra-se inferior a 2,5%, conferindo-lhe, portanto, o status de modelo validado. Deve-se sempre esperar que haja de fato um erro entre as respostas dos modelos, já que o método dos elementos finitos é uma metodologia numérica capaz de fornecer resultados aproximados e que a modelagem não carrega todas as imperfeições e propriedades do tubular real de aço.

### Verificação de Falha em Tubos com Desgaste Perfilado

O modelo numérico de elementos finitos proposto nesta abordagem pode contemplar dados de perfilagem via ferramentas ultrassônicas. Para tanto, utiliza-se dados de perfilagem hipotéticos, proporcionais aos dados reais obtidos em campo. Os dados de desgaste são inseridos no modelo por meio das medições de raio interno que compõem o perfil da parede interna do revestimento, interligados por uma interpolação ou suavização geométrica contida no módulo CAD do *software* ABAQUS® chamada de *spline*. O uso desta suavização permite a melhor caracterização geométrica e mapeamento da parede interna do espécime desgastado. O perfil de desgaste da parede do tubular em função do ângulo de varredura, mapeado desde o topo da seção, no sentido anti-horário, ser visualizado pela Figura 4.26.

Figura 4.26 – Perfil de desgaste da parede do tubular em função do ângulo.



Fonte: Autor (2020).

O modelo geométrico do tubo é representado pelas Figuras 4.27, 4.28 e 4.29, cujas informações encontram-se na Tabela 4.8.

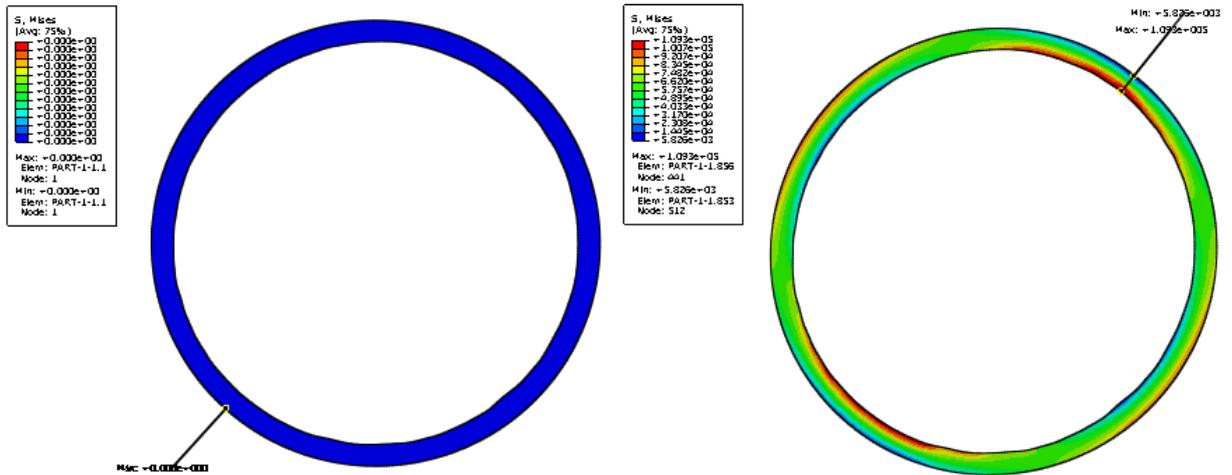
Tabela 4.8 – Informações do tubular com desgaste perfilado.

$D$ (pol)	$D/t$	$\delta_{max}$ (%)
7 5/8 = 7,625	20	0,923

Fonte: Autor (2020).

Na Figura 4.27, pode-se visualizar as formas inicial e o instante da perda de estabilidade da seção transversal do tubular ou colapso.

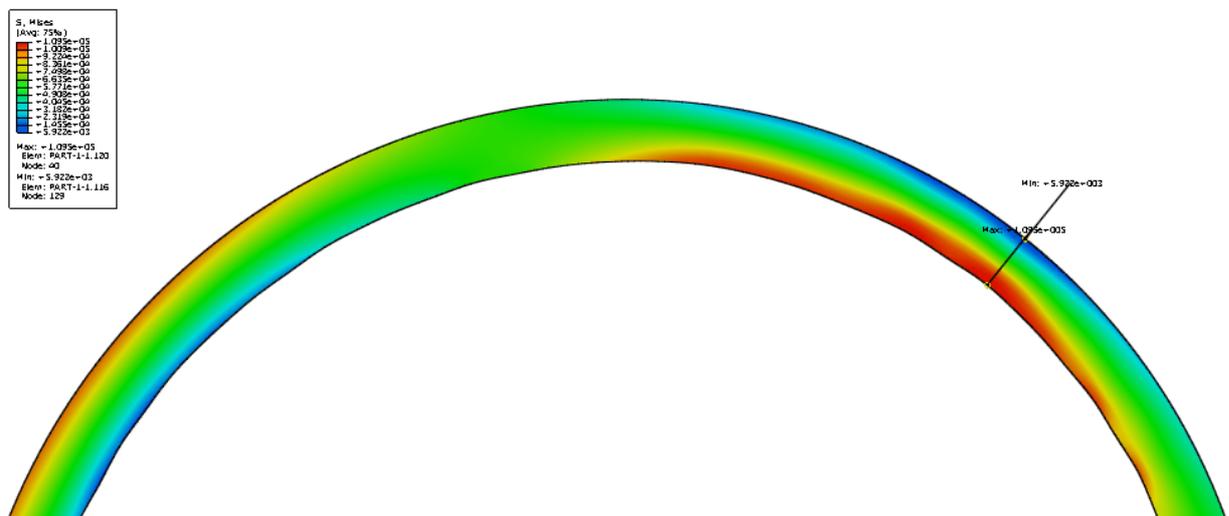
Figura 4.27 – Formas inicial do tubo perfilado e seu *frame* de falha.



Fonte: Autor (2020).

Pelo detalhamento aplicado à Figura 4.28, pode-se visualizar a distribuição de tensões equivalentes de von Mises ao longo da parede do tubular desgastado, indicando que as maiores tensões acontecem nos locais cuja profundidade de desgaste é mais elevada.

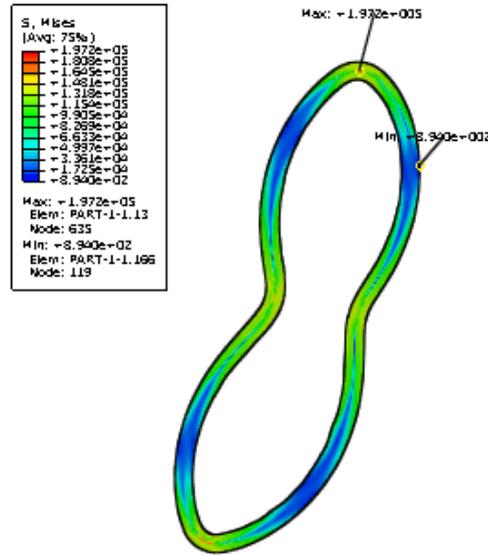
Figura 4.28 – Detalhe da região de maior desgaste para o tubo perfilado.



Fonte: Autor (2020).

A configuração pós-colapso final pode ser ilustrada pela Figura 4.29. Note que pela assimetria do desgaste interno há um esmagamento igualmente assimétrico. Por meio desta simulação, pode-se quantificar a queda de resistência provocada pela presença do desgaste interno. Para tanto, assume-se um fator de redução, denominado  $k_w$ , definido como a razão entre a pressão de colapso na presença do desgaste  $P_{CMEF}$  e a pressão analítica do tubo na presença de algumas imperfeições médias API ( $ov = 3,924\%$ , e  $ec = 0,217\%$ )  $P_{CKT_{API}}$ , sem tensão residual, segundo Klever e Tamano (2006). Esta relação pode ser visualizada pela Equação 4.3.

Figura 4.29 – Forma final esmagada do tubular perfilado.



Fonte: Autor (2020).

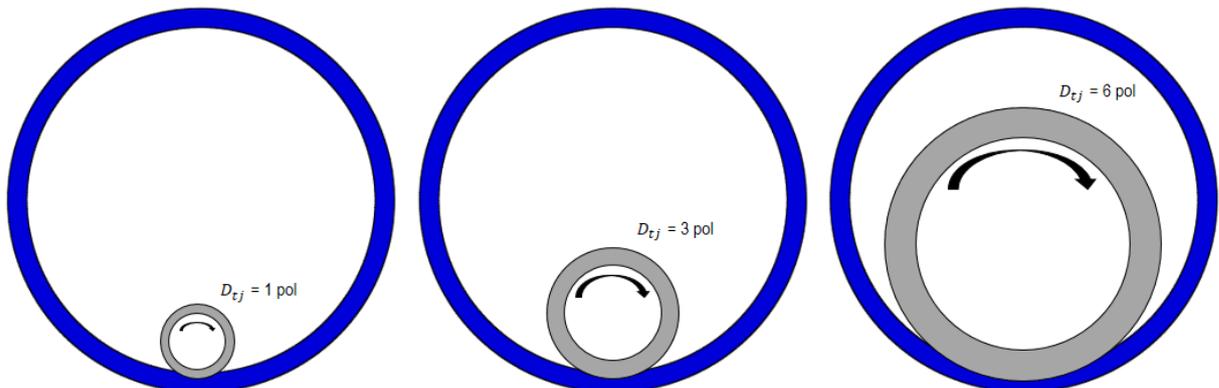
$$k_w = \frac{P_{CMEF} - P_{CKTAPI}}{P_{CKTAPI}} = \frac{7.141,43 \text{ psi} - 8.345,79 \text{ psi}}{8.345,79 \text{ psi}} = -0,1443 = -14,43\% \quad (4.3)$$

Este resultado mostra o quão importante é a quantificação do desgaste em tubulares, bem como de seu impacto na minoração de suas pressões resistentes.

### 4.1.3 Influência do Volume de Aço Removido

Para avaliar o impacto da perda de material no colapso, deve-se reproduzir o estudo variando-se o diâmetro das *tool joints*  $D_{tj}$ , mantendo-se o nível de desgaste ( $\delta = 25\%$ ), representado pela máxima profundidade da canaleta ou *groove wear* constante, vide Figura 4.30.

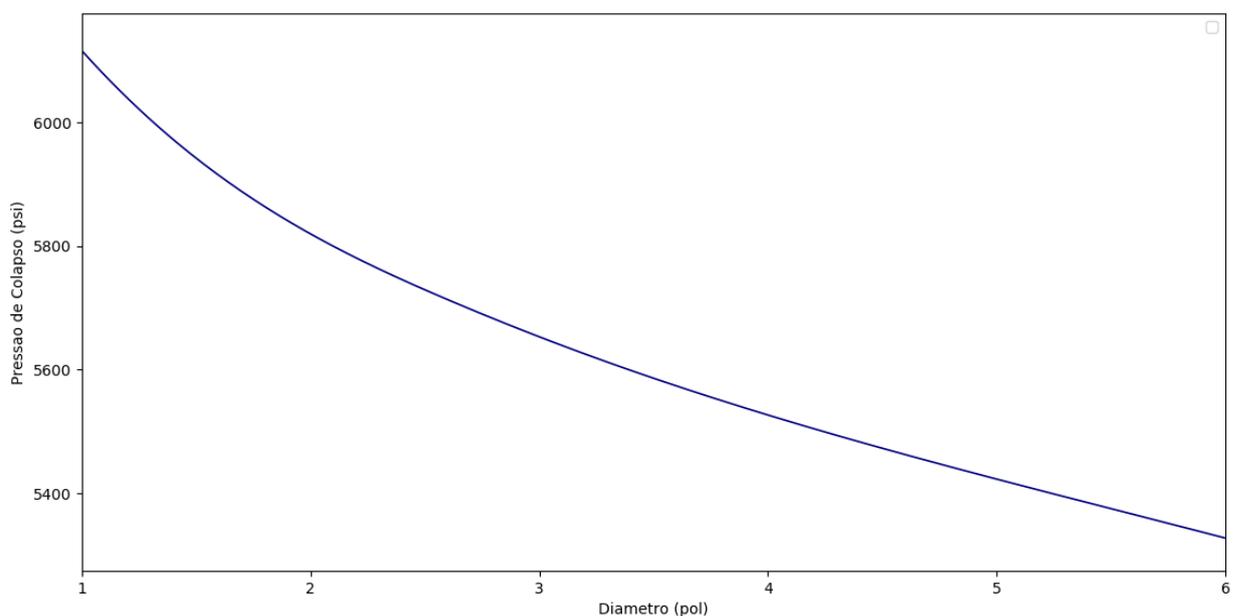
Figura 4.30 – Desgaste paramétrico em função do diâmetro da *tool joint*.



Fonte: Autor (2020).

A curva presente na Figura 4.31, representa esta perda de resistência ao colapso, para todo o intervalo de diâmetros de *tool joints* incrementadas. Observa-se que as perdas mais acentuadas de resistência acontecem para diâmetros inferiores a aproximadamente 4 pol, com taxa de decrescimento não linear. Por outro lado, para diâmetros acima do referido valor, esta perda apresenta-se quase linearmente. Portanto, este resultado aponta uma relação não linear entre a perda de resistência ao colapso e o volume de material desgastado, isso porque à medida que os diâmetros de *tool joints* aumentam, a taxa de retirada de material se torna cada vez menor.

Figura 4.31 – Perda de resistência *versus* diâmetro de *tool joints*, para o desgaste de 25%.



Fonte: Autor (2020).

Isso indica que, mesmo com níveis de desgaste reproduzidos com profundidades iguais, pode-se obter pressões de colapso distintas, destacando a dependência do volume de material desgastado.

As seções a seguir trazem o detalhamento do estudo paramétrico e de caso realizados neste trabalho, introduzidos de forma a englobar as imperfeições de manufatura e desgaste junto aos espécimes.

## 4.2 ESTUDO PARAMÉTRICO

O estudo paramétrico apresentado nesta seção é fundamentado nas formas de desgaste canaleta (*groove wear*) e perfilagem, considerando-se a presença de imperfeições fabris médias indicadas por norma. A primeira avaliação é desenvolvida fixando-se os níveis de esbeltez com o aumento da profundidade do desgaste, enquanto a segunda consiste em manter o desgaste constante com o aumento da esbeltez dos espécimes, para diferentes diâmetros de *tool joints*.

Outro pequeno estudo verifica os níveis de pressão de colapso, variando-se o ângulo de posição da canaleta junto a parede interna do revestimento, para o mesmo tubular padrão utilizado como exemplo ao longo do processo de validação descrito em seções anteriores, cuja esbeltez transversal é de 20.

Para tubulares imperfeitos considerados nesta etapa do estudo, a norma API/TR 5C3 (2008) indica que os valores estatísticos médios de ovalização e excentricidade em revestimentos a serem utilizados encontram-se em torno de 0,217% e 3,924%, respectivamente. A referida norma também aponta que o nível de tensão residual médio para aços API P110 é de -0,142.

### 4.2.1 Influência da Profundidade de Desgaste

Nesta etapa do estudo paramétrico deve-se avaliar a resistência ao colapso na presença do desgaste em forma de canaleta, para alguns níveis de esbeltez transversal dos tubos e diâmetros das conexões (*tool joints*), de forma a se variar progressivamente o grau de desgaste. Estas informações encontram-se na Tabela 4.9.

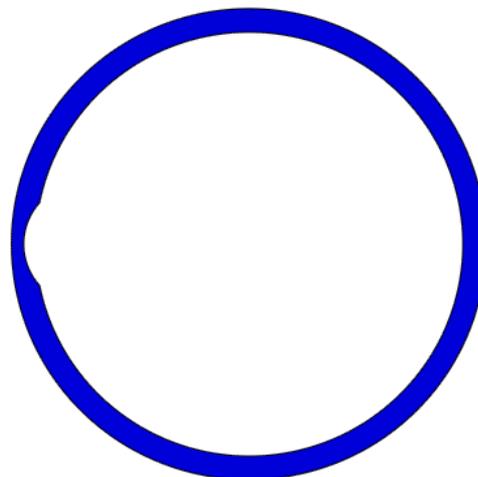
Tabela 4.9 – Informações dos parâmetros utilizados nesta etapa do estudo.

$D$ (pol)	$D/t$	$\delta$ (%)	$D_{tj}$ (pol)
$7\ 5/8 = 7,625$	17, 20 e 28	0, ... , 48 e 50	2, ... , 3,5 e 4

Fonte: Autor (2020).

Para obtenção das respostas segundo estes modelos, considera-se o desgaste posicionado a um ângulo de 180°, tornando estes tubulares simétricos em relação ao eixo horizontal  $x$ , mesmo na presença de imperfeições, assim como exposto na Figura 4.32.

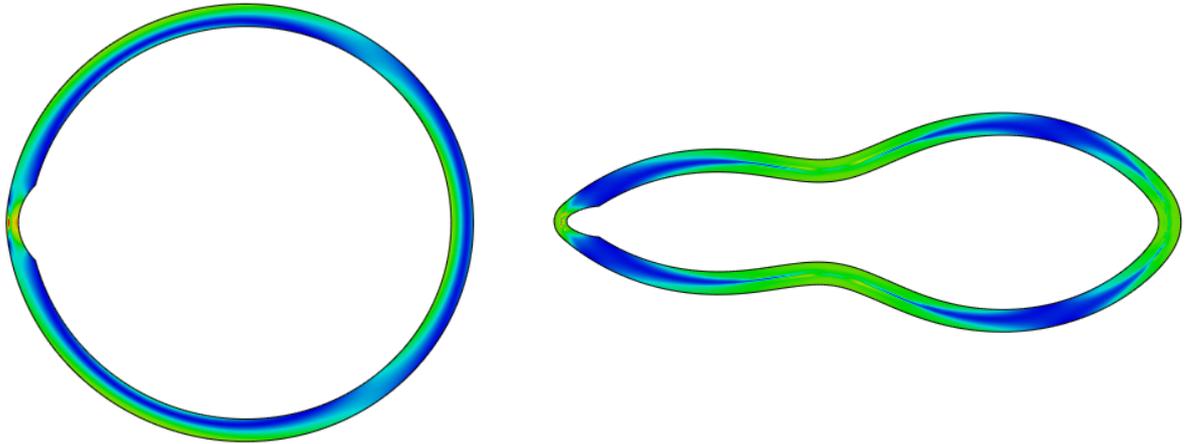
Figura 4.32 – Forma e posição do desgaste considerado nesta etapa do estudo.



Fonte: Autor (2020).

Assim, as formas de início de colapso e final esmagada dos tubos podem ser visualizadas pela Figura 4.33.

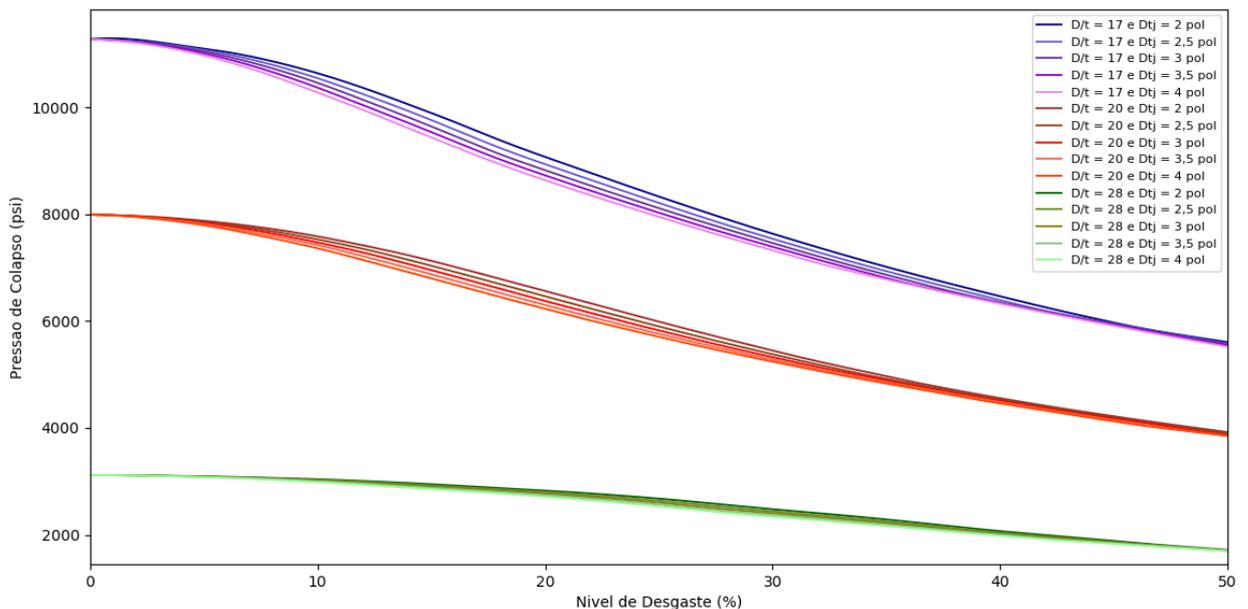
Figura 4.33 – Formas de início do colapso e esmagada para os tubulares desta subseção.



Fonte: Autor (2020).

De posse dos resultados pertinentes a esta etapa de simulação, plota-se o gráfico referente as curvas de pressões resistentes ao colapso em função dos níveis de desgaste considerado, abrangendo-se os diferentes diâmetros de *tool joints*, como indicado na Tabela 4.9. Estes resultados podem ser expostos pela Figura 4.34.

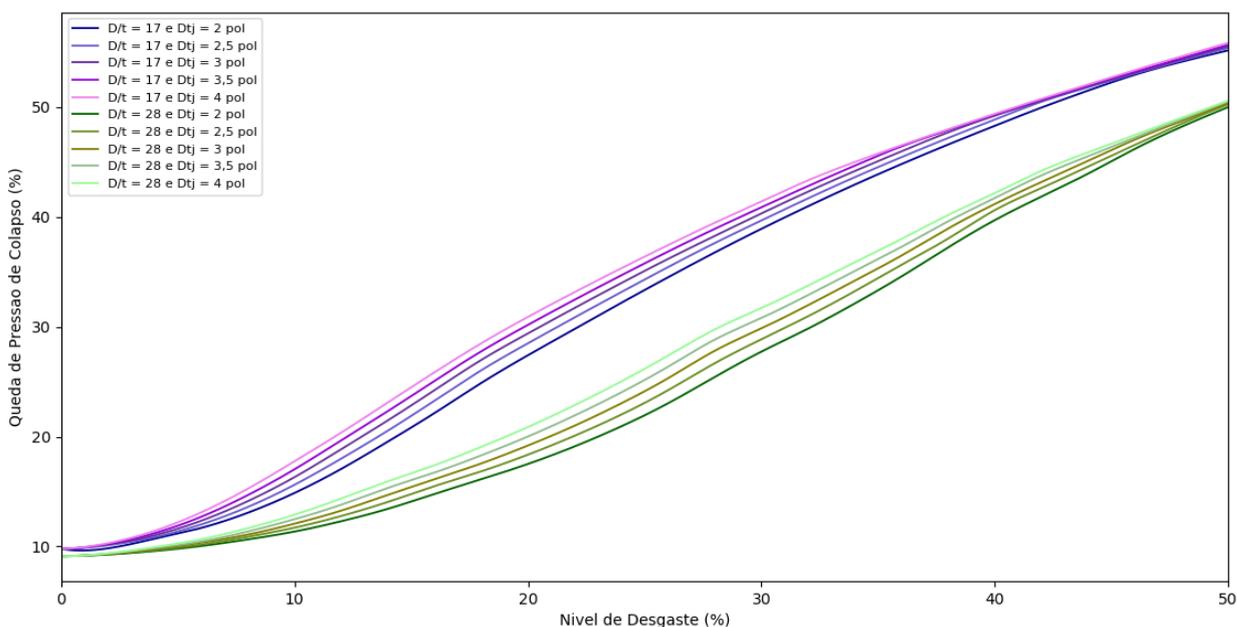
Figura 4.34 – Resistência ao colapso *versus* desgaste para diferentes diâmetros de *tool joints*.



Fonte: Autor (2020).

Observa-se que, quanto mais robustos forem os tubulares, maiores as perdas de resistência devido à presença do desgaste, mostrando-se mais acentuadas para níveis de desgaste acima de 10%, aproximadamente. Para tubos de média e alta esbeltez, as perdas mais acentuadas acontecem acima de aproximadamente 15% e 25%, respectivamente. Para a melhor visualização destes resultados, busca-se quantificar as quedas percentuais de pressão de colapso devido a presença do desgaste em canaleta presentes nos tubulares, conforme apresentado na Figura 4.35.

Figura 4.35 – Curvas de perda de resistência ao colapso *versus* nível de desgaste.



Fonte: Autor (2020).

Este gráfico traz os declínios de pressão relativos aos níveis calculados utilizando-se as equações do modelo proposto por Klever e Tamano (2006), sem a consideração das imperfeições. Nota-se que as perdas de resistência devido a presença do desgaste podem chegar a 55,82%, sendo o tubular em questão o de esbeltez igual a 17 desgastado ao nível de 50% por uma *tool joint* de diâmetro igual a 4 pol. Da mesma forma, percebe-se que, por esta que para desgastes superiores a 30%, aproximadamente, a taxa de perda de resistência permanece praticamente constante. Para fins de visualização, este gráfico não contém os resultados referentes ao tubular de esbeltez igual a 20.

#### 4.2.2 Influência da Esbeltez

Nesta subseção, as análises de resistência a cada etapa consideram as profundidades de desgaste máximas constantes em dependentes dos níveis de esbeltez dos elementos tubulares, de forma a se avaliar a influência na sua resistência com o aumento progressivo dos diâmetros das *tool joints*.

Assim, a Tabela 4.10 indica as informações referentes aos parâmetros utilizados na análise numérica realizada.

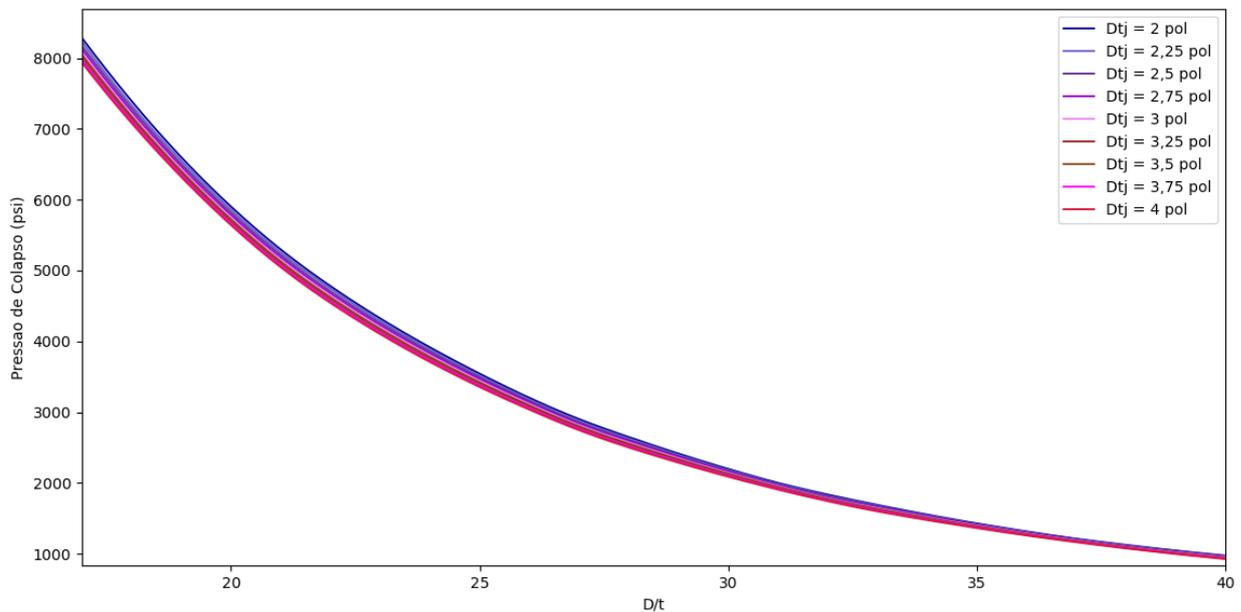
Tabela 4.10 – Parâmetros utilizados nesta etapa do estudo.

$D$ (pol)	$D/t$	$\delta$ (%)	$D_{tj}$ (pol)
$7\ 5/8 = 7,625$	17, ... , 38 e 40	26	2, ... , 3,75 e 4

Fonte: Autor (2020).

O gráfico indicado na Figura 4.36 apresenta os níveis de pressões de colapso do tubular em questão para diferentes diâmetros de juntas de revestimento.

Figura 4.36 – Curvas da resistência ao colapso de tubos em função do nível de esbeltez.

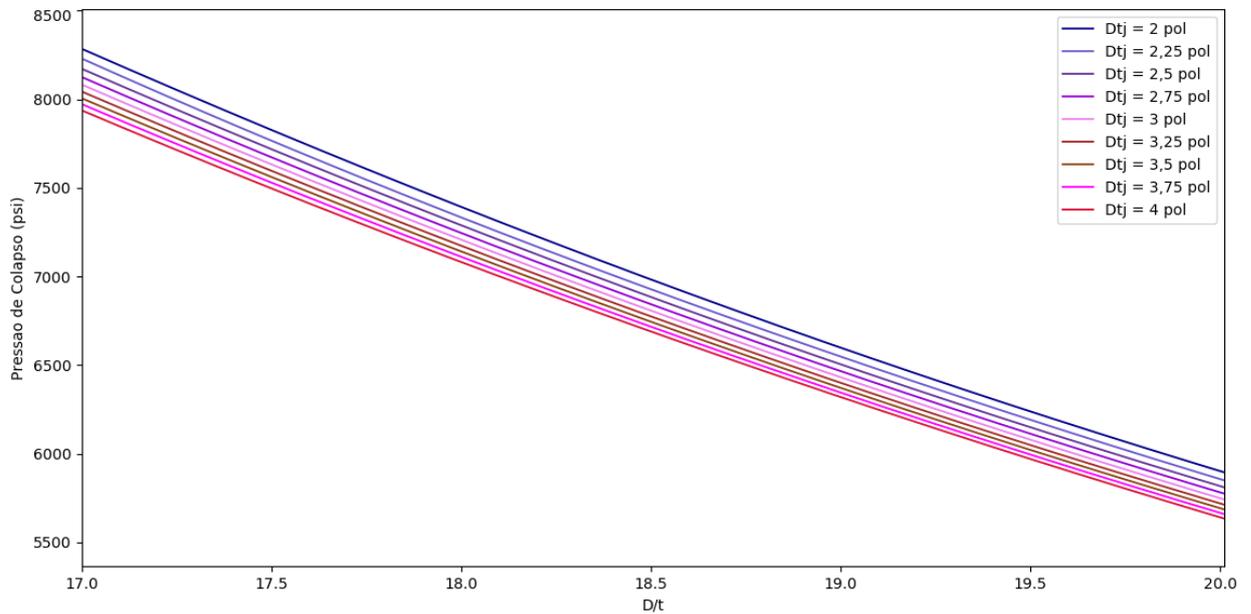


Fonte: Autor (2020).

Para melhor visualização do comportamento destas curvas, a Figura 4.37 ilustra uma aproximação mais detalhada na região que contempla as esbeltezes compreendidas entre 17 e 20, como forma de exemplificar esse efeito.

De posse dos resultados apresentados nas Figuras 4.36 e 4.37, observa-se que há uma relação não linear entre as pressões de colapso e os níveis de esbeltez, isso porque mesmo com desgaste constante de 26%, as resistências tendem a cair com o aumento dos diâmetros das *tool joints*, evidenciando mais uma vez a influência direta do volume de material removido na diminuição das pressões resistentes dos elementos tubulares. Este nível de desgaste é escolhido em conformidade com o valores máximos médios considerados para projetos de poços indicados na literatura, este podendo chegar aproximadamente igual a 26% de acordo com o estudo de Samuel et al. (2016).

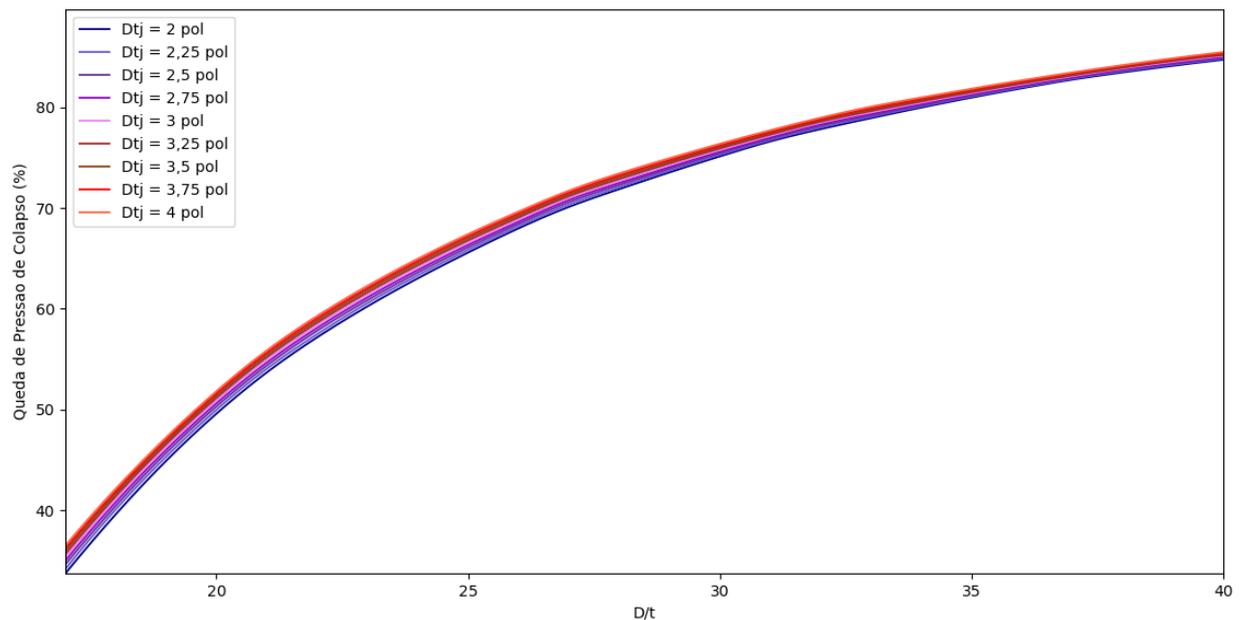
Figura 4.37 – Detalhe nas curvas de resistência ao colapso em função da esbeltez.



Fonte: Autor (2020).

Pode-se observar pela Figura 4.38 que há um aumento não linear da perda de resistência dos tubulares em função do aumento da esbeltez. O espécime que possui um desgaste proporcionado por uma junta de diâmetro igual a 4 pol e esbeltez igual a 40, sofre uma maior perda de resistência à pressão externa no valor de 85,46%.

Figura 4.38 – Curvas de queda de resistência colapso em função da esbeltez.



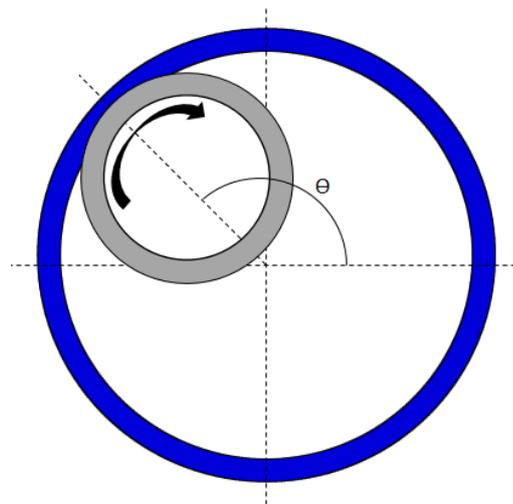
Fonte: Autor (2020).

Para fins de ilustração desta influência, se fixada a esbelteza igual a 20, as perdas de resistência associadas a  $D_{tj} = 2$  pol e  $D_{tj} = 4$  pol valem 49,59% e 51,82%, respectivamente.

### 4.2.3 Influência da Posição da Canaleta de Desgaste ou *Groove Wear*

Nesta fase do trabalho, buscas-se avaliar os níveis de resistência à pressão externa para um tubular genérico dotado de imperfeições de manufatura e desgaste. Este desgaste em forma de canaleta é produzido em uma determinada posição mapeada pelo ângulo  $\theta$ , que pode variar de  $0^\circ$  a  $360^\circ$ , mantendo-se a profundidade de desgaste constante, vide Figura 4.39.

Figura 4.39 – Localização de *tool joints* em função da posição angular.



Fonte: Autor (2020).

As informações acerca do tubo utilizado, bem como dos parâmetros considerados nesta simulação estão listadas na Tabela 4.11.

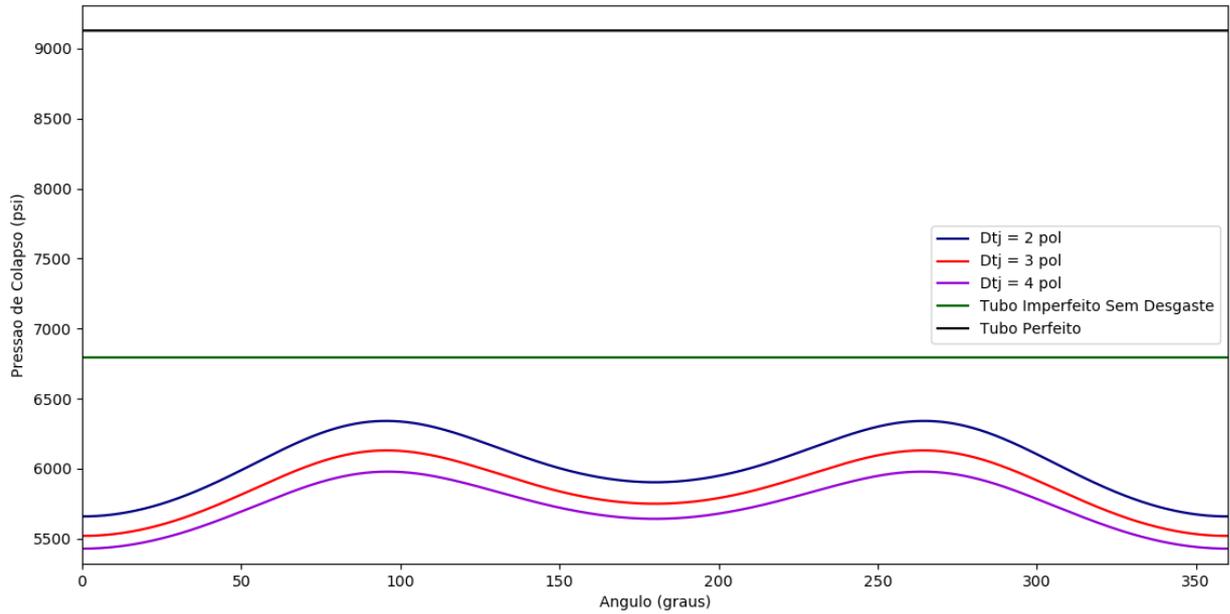
Tabela 4.11 – Informações dos parâmetros utilizados nesta etapa do estudo.

$D$ (pol)	$D/t$	$\delta$ (%)	$D_{tj}$ (pol)	$\theta$ ( $^\circ$ )
7 5/8 = 7,625	20	26	2, 3 e 4	0, ... , 345 e 360

Fonte: Autor (2020).

O gráfico da Figura 4.40 ilustra os níveis de pressão de colapso em função da posição em que a *tool joint* se encontra. Por este gráfico visualiza-se que as curvas possuem valores máximos de resistência nas posições  $90^\circ$  e  $270^\circ$  e mínima para o ângulo de  $0^\circ$  ou  $360^\circ$ , assumindo formas harmônicas, indicando que a resistência do tubular varia com o ângulo de posição supracitado. Observa-se que para a posição angular igual a  $180^\circ$  a resistência é ligeiramente maior que na posição  $0^\circ$ , indicando que este resultado é produto da diferença na espessura do tubular devido a inserção da excentricidade, que neste caso é ocasionada pelo leve avanço da superfície interna do tubo virtual no sentido positivo do eixo horizontal  $x$ .

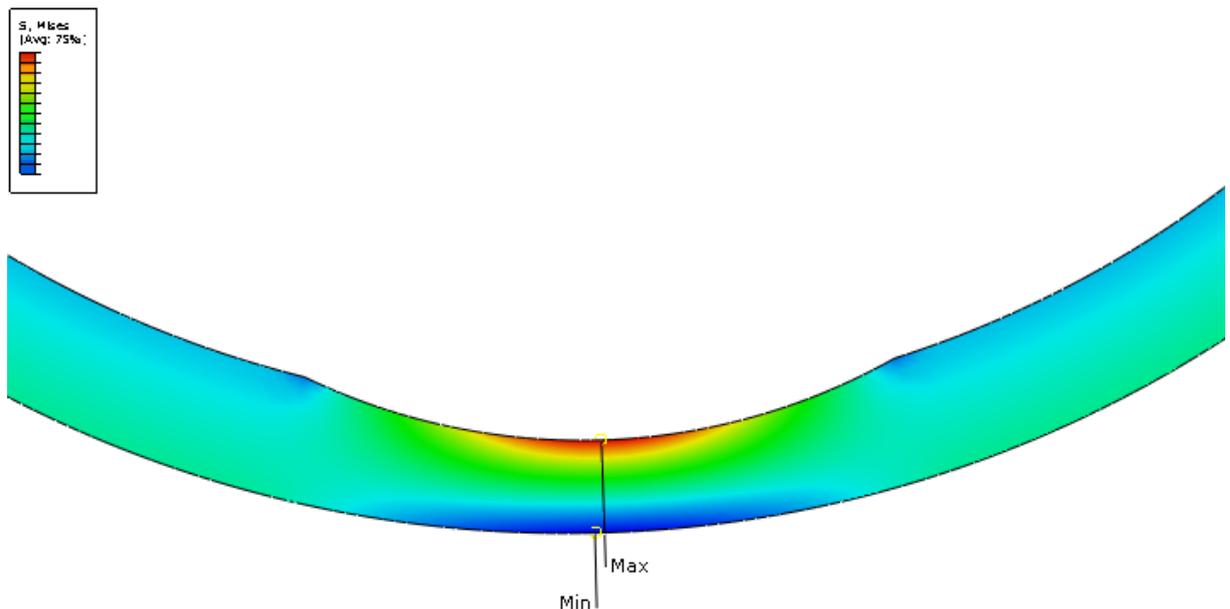
Figura 4.40 – Resistência ao colapso do tubo em função da localização do desgaste.



Fonte: Autor (2020).

Deve-se frisar que para os tubulares dotados de desgaste em forma de canaleta, conforme os supracitados, as maiores tensões equivalentes de von Mises  $\sigma_{vM}$  aparecem no ponto mais profundo da canaleta ou *groove wear*, devido ao surgimento de esforços acentuados de flexão nesta região, assim como indicado na Figura 4.41.

Figura 4.41 – Distribuição de tensões equivalentes de von Mises ao longo do desgaste.

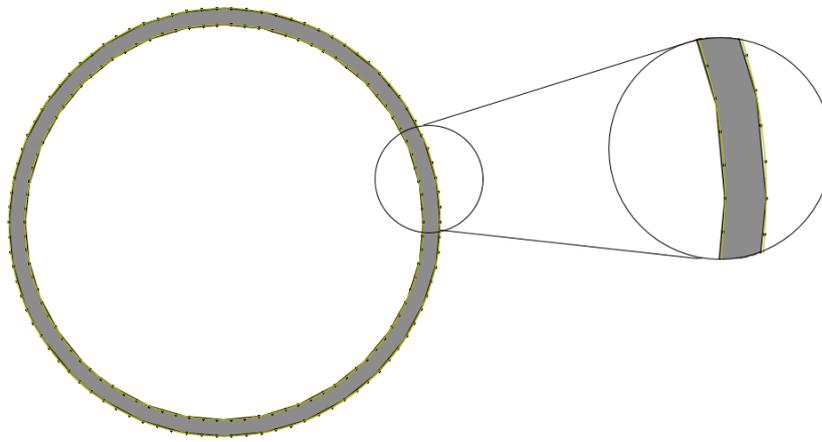


Fonte: Autor (2020).

### 4.3 ESTUDO DE CASO

Neste estudo de caso, considera-se um tubular gerado pelos pontos obtidos via ferramenta de perfilagem, tratados por meio do uso da ferramenta de avaliação e quantificação de desgaste desenvolvida pelo Laboratório de Computação Científica e Visualização (LCCV/UFAL) em parceria com a PETROBRAS, denominada SIMWEAR. Estes pontos geram este modelo e são exportados via *script*, cuja sua disposição no plano é indicada na Figura 4.42.

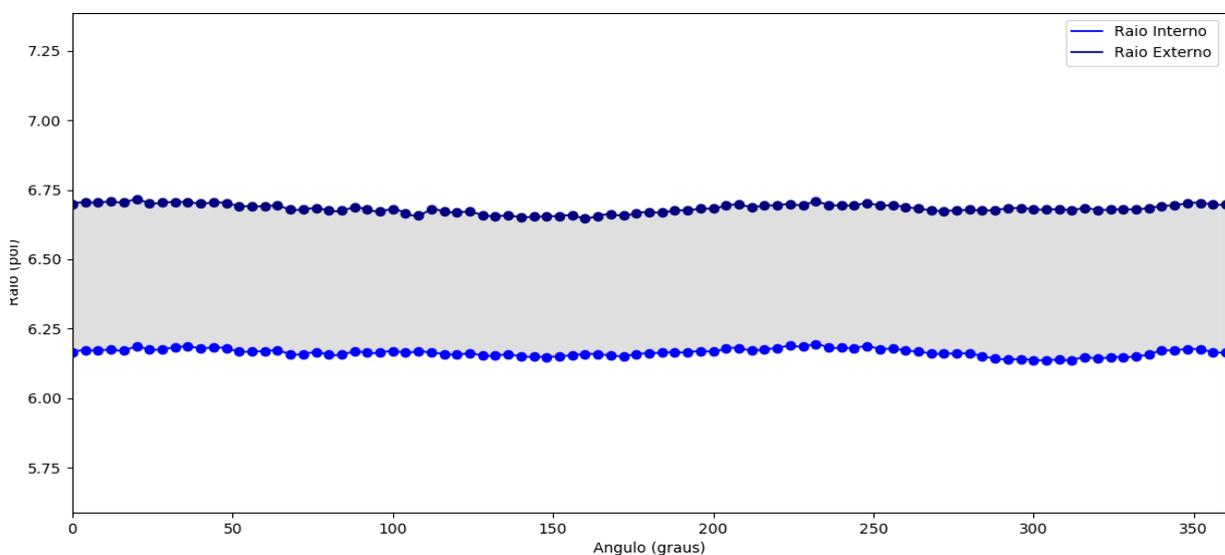
Figura 4.42 – Disposição dos pontos obtidos pela perfilagem ultrassônica no plano.



Fonte: Autor (2020).

Pela Figura 4.43 pode-se observar mais detalhadamente as variações nas leituras dos raios internos e espessuras mensuradas para construção deste modelo via ABAQUS/CAE®.

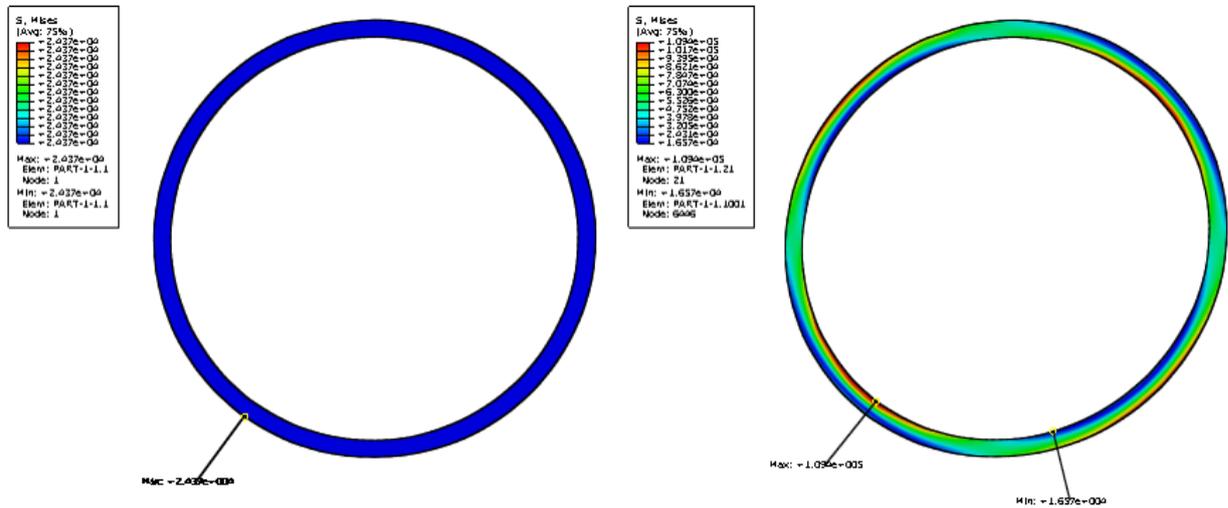
Figura 4.43 – Detalhamento dos raios e espessuras medidos em função do ângulo.



Fonte: Autor (2020).

Após a simulação, a Figura 4.44 mostra as configurações iniciais e imediatamente após o colapso e consequente perda de estabilidade da seção transversal do tubular.

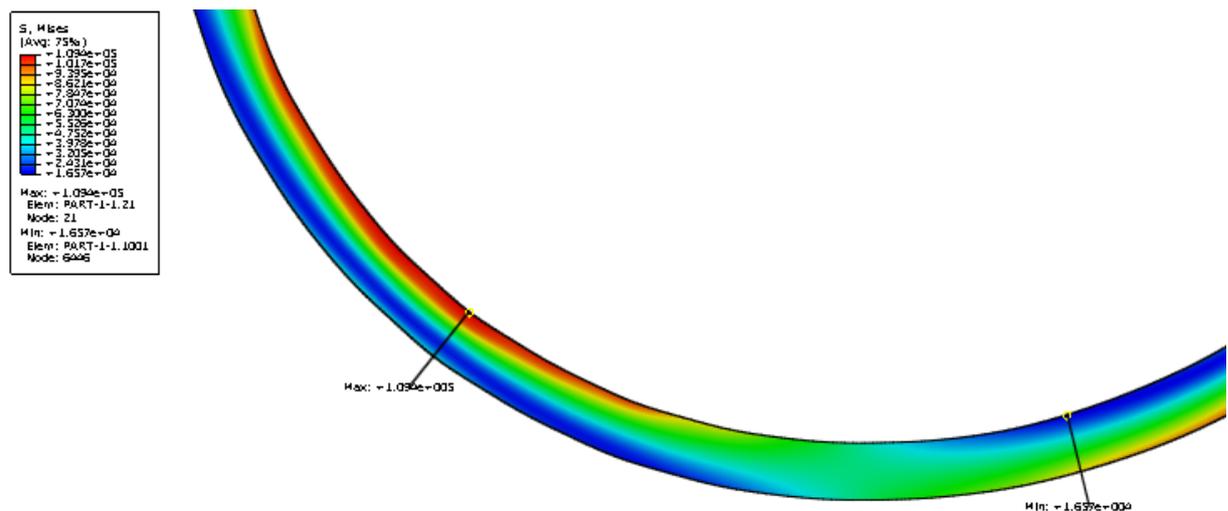
Figura 4.44 – Forma inicial e de início de perda de estabilidade no tubular perfilado.



Fonte: Autor (2020).

Na Figura 4.45 pode-se observar o detalhe na região da parede interna onde se concentram as maiores e menores tensões equivalentes de von Mises para a seção.

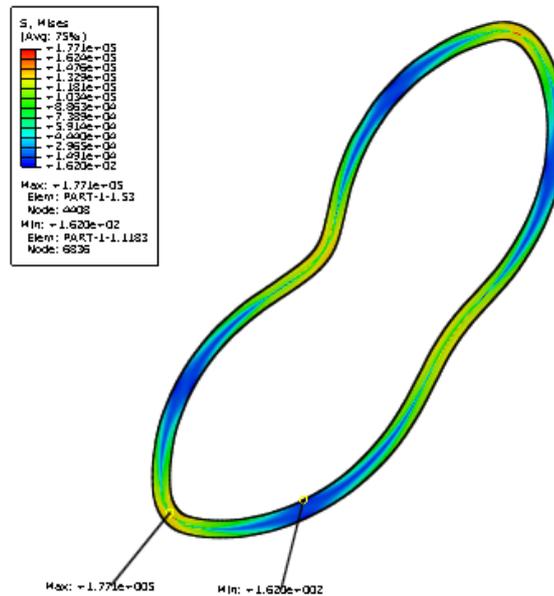
Figura 4.45 – Detalhe na região onde se desenvolvem as maiores tensões no tubular.



Fonte: Autor (2020).

Pela Figura 4.46, observa-se a forma final esmagada do tubular, indicando as localizações de máxima e mínima tensões equivalentes de von Mises, desenvolvidas ao longo da seção do modelo numérico.

Figura 4.46 – Forma final esmagada para o último *frame* de simulação do tubo perfilado.



Fonte: Autor (2020).

A Tabela 4.12 indica as medidas geométricas médias e imperfeições para o tubular em questão, calculadas a partir dos algoritmos presentes na ferramenta SIMWEAR, citada anteriormente.

Tabela 4.12 – Informações acerca do tubular perfilado utilizado nesta análise.

$D$ (pol)	$D/t$	$\delta_{max}$ (%)	$ec$ (%)	$ov$ (%)
13,36	25,76	4,90	6,52	1,43

Fonte: Autor (2020).

Diante dos resultados desta simulação, busca-se preencher a Tabela 4.13, de forma a comparar a referida resistência ao colapso  $P_{CMEF}$ , obtidada numericamente via código, com as pressões resistentes analíticas segundo o modelo de Klever e Tamano (2006), considerando o tubo equivalente isento de imperfeições  $P_{CKT_{perf}}$ , outro com imperfeições médias oferecidas pela API/TR 5C3 (2008)  $P_{CKT_{API}}$ , eximido de tensão residual e um outro considerando as imperfeições do exemplar perfilado em questão  $P_{CKT}$ :

Tabela 4.13 – Pressões de colapso e seus respectivos fatores percentuais de redução.

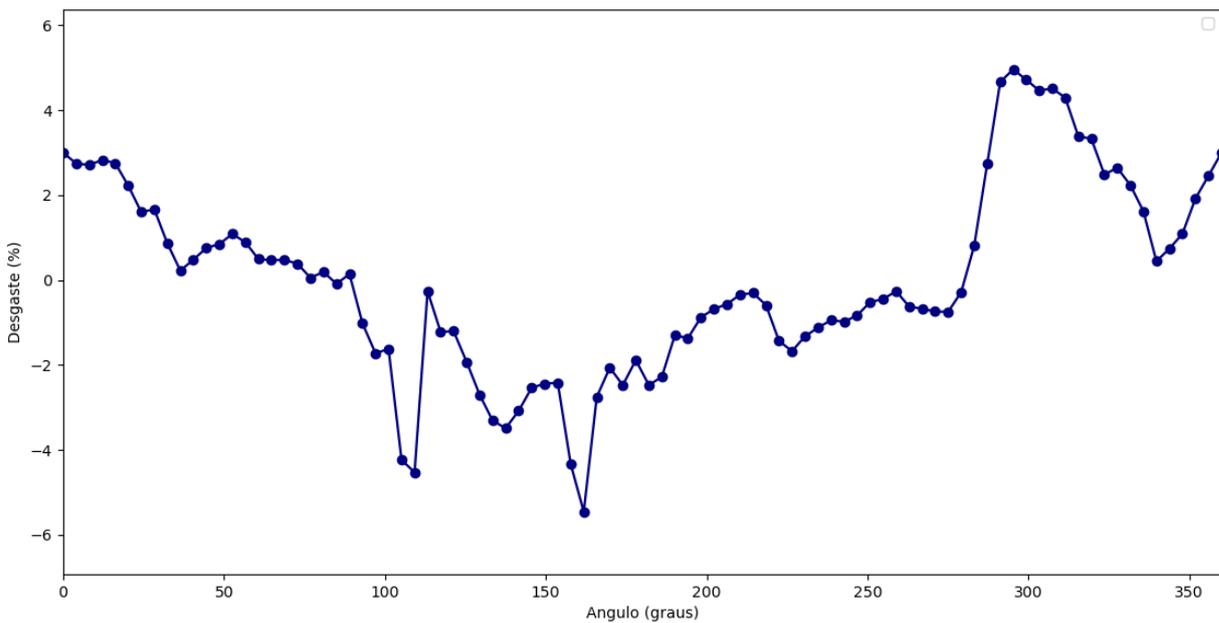
$P_{CMEF}$ (psi)	$P_{CKT_{perf}}$	$P_{CKT_{API}}$ (psi)	$P_{CKT}$ (psi)	$k_{wMEF-KT_{perf}}$	$k_{wMEF-KT_{API}}$ (%)	$k_{wMEF-KT}$ (%)
3.802,96	4.405,91	4.238,91	3.807,62	-13,68	-10,28	-0,12

Fonte: Autor (2020).

em que  $k_{WMEF-KT_{perf}}$ ,  $k_{WMEF-KT_{API}}$  e  $k_{WMEF-KT}$ , tratam-se dos respectivos fatores de redução referentes a perda de resistência numérica em decorrência do desgaste associadas as pressões de colapso supracitadas.

O perfil de desgaste para a seção do tubo é exposto na Figura 4.47. Observa-se neste que os maiores percentuais de desgaste se concentram numa região cujo o ângulo de varredura compreende o intervalo de  $276^\circ$  a  $340^\circ$ .

Figura 4.47 – Perfil de desgaste na parede interna para o espécime perfilado.



Fonte: Autor (2020).

Isso indica que em tubulares que contemplam o desgaste, as elevadas tensões não se desenvolvem necessariamente sempre nestas regiões, apontando que estas tensões dependem também da forma desenvolvida pelo tubular submetido à pressão externa, produto das outras imperfeições. Note que neste caso, as maiores tensões equivalentes são geradas no intervalo de  $188^\circ$  a  $260^\circ$ , aproximadamente.

Diante destes resultados dispostos na Tabela 4.13, pode-se observar que o tubo perfilado apresenta redução considerável de resistência à pressão externa quando comparado com níveis de resistência dos tubulares perfeito e nas configurações de fábrica, asseguradas pelos fabricantes de revestimentos, apresentando reduções acima dos 10%. Por outro lado, a redução ao se considerar a comparação do resultado numérico com o espécime virtual com imperfeições equivalentes, sem desgaste, a redução mostra-se discreta, abaixo de 1%, indicando que o referido perfil de desgaste não impacta de forma sensível no decréscimo da resistência, já que os maiores desgastes se apresentam em um arco com uma variação do ângulo de aproximadamente  $72^\circ$ , pequeno em relação ao intervalo de maiores desgastes exposto no exemplo presente na Figura 4.26.

## 5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Observa-se, por este estudo que, de fato, a abordagem sobre o fenômeno do colapso de elementos tubulares, comumente associado a instabilidades de natureza geométrica, é de vital importância na concepção de projetos de poços de óleo e gás. Isso porque trata-se de um assunto relevante no estudo de integridade mecânica em sistemas de revestimento, cada vez mais necessário em se tratando de cenários *offshore*.

O método dos elementos finitos mostra-se como uma ferramenta numérica de grande potencial para estimativa das pressões de colapso em tubos sujeitos a imperfeições fabris e ao desgaste da parede interna de revestimentos, fornecendo resultados satisfatórios em consonância com modelos analíticos e ensaios experimentais. Tais resultados podem ser obtidos com o uso modelos bidimensionais simplificados, em estado plano de deformação, a um baixo custo computacional.

Modelos numéricos tridimensionais se fazem necessários na modelagem de cenários mais complexos, incluindo, por exemplo, carregamentos combinados, que vão além de pressão hidrostática, e dados de perfilagem da parede desgastada ou corroída de revestimentos ao longo do comprimento.

O emprego desta ferramenta numérica mostra-se promissor para a melhor percepção e entendimento do fenômeno do colapso. Este fato pode ser evidenciado quando há a presença de instabilidade geométrica associada aos mecanismos de colapso, a exemplo do comportamento de tubos com elevada esbeltez transversal, muitas vezes de difícil avaliação por formulações analíticas.

Para fins de validação do modelo, a adoção das estimativas de resistência ao colapso pela Solução por Análise Não Linear mostra-se mais adequada em detrimento da Solução por Análise de Flambagem, já que a primeira permite varrer todo intervalo de esbeltez dos tubulares considerados, estando em compatibilidade com o modelo de Klever e Tamano (2006), utilizado na indústria de óleo e gás.

Modelos virtuais perfeitos devem ser perturbados para que se encontrem trajetórias de equilíbrio que permitam a solução pelo método de *Riks*. Estas perturbações são introduzidas por ínfimas ovalizações, proporcionais aos autovalores obtidos pela solução por estabilidade e posteriormente compatibilizadas com a escala do problema em questão.

O modelo se mostra adequado para a modelagem de elementos tubulares dotados de imperfeições de natureza fabril como ovalização e excentricidade, incluindo-se o desgaste em forma de canaleta ou *groove wear*, fato verificado pelos resultados alcançados na simulação de um dos elementos tubulares ensaiados em escala real por Moreira Junior (2012) em seu trabalho, apresentando um erro relativo abaixo de 2,5%.

Observa-se, por meio de alguns resultados numéricos deste trabalho, que a ovalização inicial é, dentre todas as imperfeições consideradas, a que detém o maior impacto no decréscimo das pressões resistentes ao colapso de tubulares, estando portanto de acordo com o exposto na literatura.

O estudo indica que desgastes de mesma profundidade, porém provocados por *tool joints* de diferentes diâmetros, levam a pressões de colapso distintas. Este fato indica a forte influência do volume de material desgastado na resistência dos tubulares.

No estudo referente à influência da profundidade do desgaste, identifica-se uma taxa de redução de resistência mais acentuada para o caso de tubos robustos, seguindo-se uma tendência quase linear dessa taxa de redução.

A partir do estudo da influência da esbeltez transversal, observa-se que há uma relação não linear entre as pressões de colapso e os níveis de esbeltez, isso porque as resistências tendem a cair com o aumento dos diâmetros das *tool joints*, evidenciando mais uma vez a influência direta do volume de material removido na diminuição das pressões resistentes dos elementos tubulares. Os erros relativos estabelecidos entre os modelos numérico e analítico mostram-se cada vez maiores à medida que há um aumento da esbeltez dos tubulares, podendo chegar a um erro de aproximadamente 7,59% para o nível de excentricidade associado de 5% e índice de esbeltez igual a 40.

Os resultados deste trabalho mostram o quanto se faz importante a quantificação do desgaste perfilado em tubulares, bem como de seu impacto na minoração de suas pressões resistentes ao colapso. Diante disto, verifica-se que além da profundidade do desgaste, sua extensão ao longo da parede interna deve ser considerada. Portanto, zonas alongadas de desgaste, ainda que de média ou baixa profundidade, podem penalizar significativamente as resistências dos tubos de revestimento.

## 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O autor deste trabalho sugere para o desenvolvimento de estudos e trabalhos futuros acerca do tema:

Considerar modelagens numéricas por elementos finitos para estados de carregamento mais complexos, incluindo a ação de esforços axiais e de flexão atuando sobre os revestimentos, de forma combinada às pressões interna e/ou externa, avaliando-se a adoção de modelos tridimensionais.

Avaliar a ação de perfis de pressão externa não uniformes, decorrentes de falha na cimentação do revestimento em análise.

Incluir o estudo acerca da modelagem da resistência de tubulares sujeitos à corrosão por ataque químico de  $H_2S$  e  $CO_2$ .

---

## REFERÊNCIAS

- AADNOY, B. et al. *Advanced Drilling and Well Technology*. [S.l.]: Society of Petroleum Engineers, 2009.
- ABTERSTEEL. *Mannesmann plug mill process*. 2020. Disponível em: <<https://www.abtersteel.com/news/products-news/seamless-pipe-pipe-manufacturing-process/attachment/1543541510-2941-mannesmann-plug-mill-process/>>.
- ALVES FILHO, A. *Elementos finitos: base da tecnologia CAE*. [S.l.]: São Paulo, Editora Saraiva, 2018.
- ANDRADE, G. H. S. *Estudo numérico da resistência ao colapso de tubos de revestimento na presença de imperfeições geométricas*. Dissertação (Mestrado) — Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Alagoas, Maceió, Alagoas, 2017.
- API 7CW. *Equations and calculations for casing, tubing, and line pipe used as casing or tubing*. Society of Petroleum Engineers, 2015.
- API SPEC 5CT. *Specification for casing and tubing*. Society of Petroleum Engineers, 2005.
- API/TR 5C3. *Equations and calculations for casing, tubing, and line pipe used as casing or tubing*. Society of Petroleum Engineers, 2008.
- ARAÚJO, J. P. N. et al. *On the ultimate limit state strength models and its application for casing design*. Offshore Technology Conference Brasil, 2019.
- ASME BPVC. *Rules for construction of pressure vessel division 2 – Alternative Rules*. American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- AZAR, J. J.; SAMUEL, G. R. *Drilling engineering*. [S.l.]: PennWell books, 2007.
- BARCELOS, I. D. *Estudo de propriedades estruturais e óticas de heteroestruturas formadas por materiais bidimensionais*. Tese (Doutorado) — Instituto de Ciências Exatas, departamento de Física, Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2015.
- BRECHAN, B. et al. *Well integrity model - Klever & Tamano collapse*. In: . [S.l.]: Society of Petroleum Engineers, 2018.
- CABRAL, C. de P. *Performance de conexões API em revestimentos de poços*. 2017.
- CHEN, Z. et al. *Numerical and theoretical analysis of burst pressures for casings with eccentric wear*. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2016.
- CLINEDINST, W. et al. *A rational expression for the critical collapsing pressure of pipe under external pressure*. Drilling and production practice, 1939.
- CORONA, E.; KYRIAKIDES, S. *Asymmetric collapse modes of pipes under combined bending and external pressure*. Journal of engineering mechanics, American Society of Civil Engineers, 2000.

- 
- DEVON ENERGY. *Well safety: casing well system*. 2020. Disponível em: <<https://www.devonenergy.com/sustainability/environment/well-safety>>.
- EUROCODE. *Eurocode: basis of structural design*. [S.l.]: EN 1990, 2002.
- FISH, J.; BELYTSCHKO, T. *Um primeiro curso em elementos finitos*. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.
- FOWLER, J. et al. *Analysis and testing of factors affecting collapse performance of casing*. American Society of Mechanical Engineers, 1983.
- FRANÇA FILHO, J. L. de. *Manual para análise de tensões de tubulações industriais - flexibilidade*. Editora LTC, Rio de Janeiro, 2013.
- GHOLAMI, R.; RASOULI, V. *Numerical simulations of casing collapse: a case study in the South of Iran*. WIT Transactions on Engineering Sciences, 2012.
- GOUVEIA, L. P. d. et al. *Avaliação da confiabilidade em tubos de revestimento de poços de petróleo*. Dissertação (Mestrado) — Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Alagoas, Maceió, Alagoas, 2014.
- GROEHS, A. G. *Resistência dos materiais e vasos de pressão*. UNISINOS - São Leopoldo, 2002.
- GULVANESSIAN, H.; CALGARO, J. A.; HOLICKÝ, M. *Designer's guide to EN 1990: eurocode: basis of structural design*. [S.l.]: Thomas Telford, 2002.
- HALL, R.; MALLOY, K. P. *Contact pressure threshold: an important new aspect of casing wear*. Society of Petroleum Engineers, 2005.
- HAUK, V. *Structural and residual stress analysis by nondestructive methods: Evaluation-Application-Assessment*. [S.l.]: Elsevier, 1997.
- HIBBELER, R. *Resistência dos materiais*. Editora Livros Técnicos e Científicos, 2000.
- HIBBITT, D. *ABAQUS: theory manual*. [S.l.: s.n.], 1997.
- HUANG, X. et al. *Collapse strength analysis of casing design using finite element method*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2000.
- JSON. *Apresentando Json File*. 2020. Disponível em: <<https://www.json.org/json-en.htm/>>.
- KALDAL, G. S. et al. *Collapse analysis of the casing in high temperature geothermal wells*. 2013.
- KAWECKI, B.; PODGÓRSKI, J. *Numerical results quality in dependence on Abaqus plane stress elements type in big displacements compression test*. Applied Computer Science, 2017.
- KLEVER, F. et al. *A design strength equation for collapse of expanded OCTG*. SPE Drilling & Completion, Society of Petroleum Engineers, 2010.
- KLEVER, F. J.; TAMANO, T. *A new OCTG strength equation for collapse under combined loads*. SPE Drilling & Completion, 2006.
- KURIYAMA, Y. et al. *Effect of wear and bending on casing collapse strength*. Society of Petroleum Engineers, 1992.
-

- 
- KYRIAKIDES, S.; CORONA, E. *Mechanics of offshore pipelines: buckling and collapse*. [S.l.]: Elsevier, 2007.
- LAMÉ, G. *Leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides*. [S.l.]: Bachelier, 1852.
- LIANG, E. et al. *Analysis on collapse strength of casing wear*. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013.
- LIN, Y. et al. *Equations to calculate collapse strength for high collapse casing*. *Journal of Pressure Vessel Technology*, American Society of Mechanical Engineers, 2013.
- LU, J.; JAMES, M. *Handbook of measurement of residual stresses*. 1996.
- MA, Y. *Duktilitetsgrenser for rørkutepunkt*. Dissertação (Mestrado) — Institutt for marin teknikk, Norway, 2013.
- MIT, M. I. of T. *Eigenvalue buckling prediction*. 2020. Disponível em: <<https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEANLRefMap/simaanl-c-eigenbuckling.htm>>.
- MOREIRA JUNIOR, N. *Análise experimental e numérica da resistência ao colapso dos tubos de revestimentos sob desgaste interno*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual do Norte Fluminense, Rio de Janeiro, 2012.
- NATAL, R. J.; DINIS, L. *Teoria da plasticidade*. Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal: [s.n.], 2004.
- NBR 6118. *Projeto de estruturas de concreto*. Rio de Janeiro, 2014.
- PATTILLO, P. *Elements of oil and gas well tubular design*. [S.l.]: Gulf Professional Publishing, 2018.
- REIS, A.; CAMOTIM, D. *Estabilidade estrutural*. [S.l.]: Editora Mcgraw-Hill, 2001.
- ROCHA, L. A. S.; AZEVEDO, C. T. d. *Projetos de poços de petróleo: geopressões e assentamento de colunas de revestimentos*. Interciência, Rio de Janeiro, 2009.
- SAKAKIBARA, N. *Collapse of partially corroded or worn pipe under external pressure*. *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, 2008.
- SAMUEL, R. et al. *Solving the casing wear puzzle using stiff string model*. In: . [S.l.]: Society of Petroleum Engineers, 2016.
- SHAMES, I.; COZZARELLI, F. *Elastic and inelastic stress*. Englewood Cliffs, 1992.
- SILVA, A. Castro e. *Análise numérica não-linear da flambagem local de perfis de aço estrutural submetidos à compressão uniaxial*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2006.
- SIMULIA. *ABAQUS 6.13 User's manual*. 2013.
- SOUZA, L. A. F. *Análise não linear de cúpula pelo método de Potra-pták associado à técnica comprimento de arco*. Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia, 2017.
-

Drilling Course. *Directional drilling types*. 2020. Disponível em: <<https://www.drillingcourse.com/2016/03/directional-drilling-types.html>>.

THOMAS, J. E. *Fundamentos de engenharia de petróleo*. [S.l.]: Interciência, 2001.

TOSCANO, R. *Collapse and post-collapse behaviour of steel pipes under external pressure and bending. Application to deep-water pipelines*. Tese (Doutorado) — Universidad de Buenos Aires, Buenos Aires, Argentina, 2009.

TU, S. et al. *Stress-strain curves of metallic materials and post-necking strain hardening characterization: A review*. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2020.

VASIOS, N. *Nonlinear analysis of structures. The Arc-Length method*. Harvard, 2015.

WILLIAMSON, J. S. et al. *Casing wear: the effect of contact pressure*. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, 1981.

WWT INTERNATIONAL. *Non-rotating protectors (NRPs) for casing protection*. 2020. Disponível em: <<https://www.wwtco.com/>>.

YU, H. *Modelling casing wear at doglegs by incorporating alternate accumulative wear*. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2018.

---