

AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE REPAROS POR REMOÇÃO DE  
MATERIAL FEITOS EM DUTOS CIRCULARES

**KHÁTTERINY DE SOUZA SILVA**

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO NORTE FLUMINENSE – UENF

Campos dos Goytacazes – RJ

Março 2016



# AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE REPAROS POR REMOÇÃO DE MATERIAL FEITOS EM DUTOS CIRCULARES

**KHÁTTERINY DE SOUZA SILVA**

“Dissertação apresentada ao centro de Ciência e Tecnologia, da Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências dos Materiais.”

Orientador: Prof. PhD. Eduardo Atem de Carvalho

Campos dos Goytacazes – RJ

Março 2016

# AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE REPAROS POR REMOÇÃO DE MATERIAL FEITOS EM DUTOS CIRCULARES

**KHÁTTERINY DE SOUZA SILVA**

“Dissertação apresentada ao centro de Ciência e Tecnologia, da Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências dos Materiais.”

Aprovada em \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_

Comissão Examinadora:

---

José Antônio Maciel Pereira (D.Sc., Engenharia e Ciências dos Materiais) - FEMASS

---

Prof. Márcia Giardinieri de Azevedo (D.Sc., Engenharia Química) – LAMAV- UENF

---

Prof. Polyana Borges Dias (D.Sc., Engenharia e Ciências dos Materiais) – IFF

---

Prof. Eduardo Atem de Carvalho (Ph.D., Engenharia Mecânica) - LAMAV-UENF

Orientador

À minha família, por acreditar em mim. À minha mãe, por seu cuidado e dedicação que deram, em alguns momentos, a esperança para seguir. Ao meu pai, cuja presença significou segurança e certeza de que não estou sozinha nessa caminhada. Aos meus irmãos, pelo amor incondicional.

## AGRADECIMENTO

Ao Prof. Ph.D. Eduardo Atem de Carvalho, pela confiança, pela oportunidade de trabalhar ao seu lado e por ser o maior incentivador na superação de meus limites.

Ao meu namorado Bruno, por ter me incentivado a iniciar mais essa etapa, por toda dedicação em me ajudar a concluir a dissertação, por todos os ensinamentos e por ter estado ao meu lado em momentos difíceis e bons também.

À minha amiga Renata, pela infinita disponibilidade em me ajudar nas burocracias da UENF.

Às minhas amigas Marina e Memorina, por terem estado presentes todos os dias desse longo caminho não me deixando desistir.

Com vocês, divido a alegria desta experiência.

## SUMÁRIO

<b>Índice de figuras</b> .....	<b>VI</b>
<b>Índice de tabela</b> .....	<b>VII</b>
<b>Lista de símbolos</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>XII</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>XIII</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Aspectos Gerais.....	1
1.2 Objetivos .....	2
1.3 Justificativas.....	2
1.3.1 Importância Científica .....	2
1.3.2 Importância Tecnológica.....	2
1.3.3 Importância Econômica .....	3
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>4</b>
2.1 Falha .....	4
2.2 Modos de falha.....	4
2.2.1 Fratura .....	4
2.2.2 Fratura na presença de defeitos .....	4
2.3 Mecânica da fratura.....	5
2.3.1 Concentração de tensão.....	6
2.3.2 Balanço Energético de Griffith .....	7
2.3.3 Abertura de trinca .....	9
2.3.4 Fator de intensificação de tensão .....	13
2.3.5 Integral J.....	15
2.3.6 Método de função peso .....	16
2.3.7 Tensões na raiz do entalhe .....	19
2.4 Vasos de Pressão .....	22

2.4.1	Solução de Lamé.....	22
2.5	Método dos Elementos Finitos (MEF) .....	24
2.5.1	Aplicação do Método de Elemento Finito .....	28
2.5.2	Modelando a região da ponta da trinca .....	29
2.6	Distribuição de tensões .....	29
2.7	Atualidades do Tema .....	31
3.	MATERIAIS E MÉTODOS .....	34
3.1	Definição do Material.....	34
3.2	Seção Simulada .....	35
3.3	Definição do Elemento / Estado de Tensão .....	36
3.4	Refinamento da Malha .....	36
3.5	Condições de Contorno.....	39
3.6	Critério de Convergência.....	39
3.7	Programa Utilizado.....	40
3.8	Casos Estudados .....	40
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	41
4.1	Avaliação do Modelo .....	41
4.1.1	Tubo sem entalhe .....	42
4.1.2	Tubo com entalhe .....	46
4.1.3	Tenacidade a fratura de alguns aços.....	58
5.	CONCLUSÕES.....	60
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	61

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Entalhe elíptico em uma placa plana.....	7
Figura 2.2 Modelo usado por Griffith (Lawn, 1993). ....	8
Figura 2.3 Processo clássico de iniciação de uma trinca (Castro e Meggiolaro, 2009). .....	10
Figura 2.4 A tensão máxima que atua nesta placa é dada por $\sigma_{\text{máx}} = K_t \sigma_{\text{nom}}$ (Pilkey, 2008). ....	11
Figura 2.5 Modos de abertura de trinca .....	12
Figura 2.6 Contorno arbitrário em torno da ponta de uma trinca.....	15
Figura 2.7 Vaso de pressão com uma trinca interna .....	18
Figura 2.8 Fator de intensidade de tensão adimensional para uma trinca radial interna em vaso com pressão uniforme interna.....	19
Figura 2.9 Trinca na raiz do entalhe.....	20
Figura 2.10 Amostra de zircônia com entalhe (Fisher, 2008).....	20
Figura 2.11 Representação da solução arco elíptico com trinca (Nishitani, 1973)....	21
Figura 2.12 Seção transversal de vaso de pressão cilíndrico submetido a pressão interna e externa (Budynas e Nisbett, 2011). ....	22
Figura 2.13 Comportamento da distribuição de tensões em um cilindro de parede grossa submetido à pressão interna: (a) Distribuição de Tensão Tangencial; (b) Distribuição de Tensão Radial (Budynas e Nisbett, 2011). ....	24
Figura 2.14 Elementos finitos .....	25
Figura 2.15 Geometria de vários tipos de elementos finitos.....	27
Figura 2.16 Elemento Plane183 (Ansys).....	29
Figura 2.17 Distribuição de tensão tangencial ao longo da espessura do cilindro em componentes com diferentes descontinuidades (Carvalho, 2005). ....	30
Figura 2.18 Distribuição de tensão tangencial ao longo da espessura da tubulação em componentes com diferentes descontinuidades (Pacheco, 2013). ....	31
Figura 2.19 Etapas da técnica half-bead (Aloraier, 2010). ....	32
Figura 2.20 Reparo com material compósito (Rosas, 2010). ....	33
Figura 3.1 Representação da geometria sem entalhe.....	35
Figura 3.2 Representação da geometria com entalhe.....	36
Figura 3.3 Malha sem entalhe .....	37
Figura 3.4 Malha com entalhe. ....	38

Figura 3.5 Refinamento da trinca .....	39
Figura 4.1 Convergência de malha para a Integral J.....	41
Figura 4.2 Convergência de malha para o fator de intensidade de tensão. ....	42
Figura 4.3 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para cada razão de tamanho de trinca, $a/w$ .....	43
Figura 4.4 Comportamento do fator de intensidade de tensão para diferentes tamanhos de trinca.....	46
Figura 4.5 Resultados de fator de intensidade de tensão $K_I$ obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 3,00$ ).....	47
Figura 4.6 Resultados de fator de intensidade de tensão $K_I$ obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 2,50$ ).....	47
Figura 4.7 Resultados de fator de intensidade de tensão $K_I$ obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 2,00$ ).....	48
Figura 4.8 Resultados de fator de intensidade de tensão $K_I$ obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 1,75$ ).....	48
Figura 4.9 Resultados de fator de intensidade de tensão $K_I$ obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 1,50$ ).....	49
Figura 4.10 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) /w$ ( $R_0/R_i = 3,00$ ). ....	51
Figura 4.11 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) /w$ ( $R_0/R_i = 2,50$ ). ....	51
Figura 4.12 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) /w$ ( $R_0/R_i = 2,00$ ). ....	52
Figura 4.13 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) /w$ ( $R_0/R_i = 1,75$ ). ....	52
Figura 4.14 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Wu para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) /w$ ( $R_0/R_i = 1,50$ ). ....	53

Figura 4.15 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 3,00$ ).....	54
Figura 4.16 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 2,50$ ).....	54
Figura 4.17 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 2,00$ ).....	55
Figura 4.18 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 1,75$ ).....	55
Figura 4.19 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 1,50$ ).....	56
Figura 4.20 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 3,00$ ).....	56
Figura 4.21 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 2,50$ ).....	57
Figura 4.22 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 2,00$ ).....	57
Figura 4.23 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 1,75$ ).....	58
Figura 4.24 Comparação entre o fator de intensidade de tensão $K_I$ MEF e o fator de intensidade de tensão $K_I$ Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca, $(\rho + a) / w$ ( $R_0/R_i = 1,50$ ).....	58

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 Composição química do aço AISI 316H (Neolider, 2015). .....	34
Tabela 3.2 Propriedades mecânicas do aço AISI 316H. ....	35
Tabela 4.1 Comparação do $f(a/w)$ para MEF e $Wu$ . ....	44
Tabela 4.2 Comparação do $f(a/w)$ para MEF e $Wu$ . ....	44
Tabela 4.3 Fator de intensidade de tensão de MEF e da formulação do $Wu$ para todos os casos analisados. ....	45
Tabela 4.4 Fator de intensidade de tensão de MEF e da formulação do $Wu$ para todos os casos analisados. ....	45
Tabela 4.5 Influência do entalhe no fator de intensidade de tensão .....	50
Tabela 4.6 Tenacidade a fratura ( $K_{IC}$ ) para alguns aços .....	59

## LISTA DE SÍMBOLOS

$K_T$  fator de concentração de tensão

$K_I$  fator de intensidade de tensões

$K_{IC}$  tenacidade à fratura

$T_f$  temperatura absoluta de fusão

$\sigma$  tensão normal

$\rho$  raio de curvatura da ponta da elipse

$dc$  incremento no tamanho da trinca

$a$  tamanho da trinca

$b$  tamanho do entalhe

$\sigma_{rup}$  tensão de ruptura

$\sigma_{m\acute{a}x}$  tensão máxima

$\sigma_{nom}$  tensão nominal

ASTM American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana de Testes e Materiais)

$\nu$  coeficiente de Poisson

ASME American Society of Mechanical Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos)

MFLE Mecânica da Fratura Linear Elástica

EPD Estado Plano de Deformações

$\sigma_r$  tensão radial

$\sigma_\theta$  tensão tangencial

$r_i$  raio interno

$r_0$	raio externo
$p_i$	pressão interna
$p_0$	pressão externa
MEF	Método dos Elementos Finitos
TBW	temper bead welding
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de Ferro e Aço)
C	carbono
Mn	manganês
Si	silício
P	fósforo
S	enxofre
Cr	cromo
Ni	níquel
Mo	molibdênio
MPa	mega Pascal
w	espessura da parede

## RESUMO

Resumo do projeto apresentado no LAMAV / CCT / UENF como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências dos Materiais.

O método tradicional de reparo em tubulações em aço consiste na remoção da trinca, remoção da área plastificada pela trinca, deposição de material por soldagem, tratamento térmico e inspeção. No entanto, este processo torna-se complexo em certas aplicações. Caso uma dessas etapas de recuperação falhar, todo o trabalho estará perdido. Isso envolve perda de material, mão de obra e produção. Uma solução alternativa, nas peças que permitem isso, é a remoção da trinca e redução geral da área, desta forma removendo o concentrador de tensão, sendo essa redução de área prevista no projeto. O objetivo do trabalho é, portanto, entender a nova distribuição de tensões presentes na peça recuperada à luz do método de elementos finitos, contabilizando efeitos que estudos anteriores não levavam em conta, como alteração da geometria devido à pressão interna do e influência da deformação plástica na região da trinca. Para tal, foi simulada uma seção circular do duto. O estudo utilizará um *software* comercial para simular a peça com diversos tamanhos de trinca e os resultados serão comparados com a literatura. Primeiramente, será utilizado o duto somente com a trinca, e, posteriormente, trinca e remoção de área. Para isso, foi determinado o fator de intensidade de tensão a partir da taxa de energia de deformação (Integral J), devido aos requerimentos computacionais deste método serem substancialmente menores quando comparados ao cálculo direto do fator de intensidade de tensão. Os valores de  $K_I$  desta forma obtidos serão comparados aos trabalhos clássicos de Nishitani e Wu, que não levam em conta as não linearidades presentes no fenômeno, além da comparação com os trabalhos de Fett, Carolan et al. e Schindler et al., com o objetivo de analisar a influência do tamanho da trinca no campo de tensões do problema estudado.

**Palavras Chaves:** vaso de pressão, concentrador de tensão, métodos de elementos finitos.

## ABSTRACT

Resumo do projeto apresentado no LAMAV / CCT / UENF como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências dos Materiais.

The traditional repair method in steel pipes consists on crack removal, removal of plasticized crack area, deposition of material by welding, heat treatment and inspection. However, this process becomes complex in some applications. And if one of these recovery steps to fail, the whole work will be lost. This involves loss material, manpower and production. An alternative solution, on pieces that allow this, is the crack removal and general reduction of area, in such a way that the stress concentration is removed, being this area reduction predicted on project. This work, therefore, aims to understand the new stress distribution on the recovered piece in the light of the finite element method, accounting for effects that previous studies did not, such as geometry change due to the pressure loading and plastic deformation at the crack tip region. For this, a circular pipe cross section will be simulated. The study will use commercial software to simulate the piece with a number of different crack sizes and the results will be compared with the literature. Firstly, only crack will be considered, and then, crack and area removal. For this, the stress concentration factor will be computed from the deformation energy rate (J Integral), for the computational requirements of this method be considerably less than the direct calculation of the stress concentration factor. The  $K_I$  values calculated in this way will be compared to the classic works of Nishitani and Wu, which did not take into account the nonlinearities present in this kind of phenomena, and also will be compared to the works of Fett, Carolan at al. and Schindler at al., aiming to assess the influence of crack length on the stress field of the analyzed problem.

**Keywords:** pressure vessel, concentration factor, finite element method

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Aspectos Gerais

Diferente do que acontece com quase todos os outros equipamentos, máquinas, veículos, objetos e materiais de uso corrente, a grande maioria dos vasos de pressão não é item de linhas de fabricação, salvo raras exceções. Os vasos de pressão são, quase todos, projetados e construídos por encomenda, sob medida, para atenderem, em cada caso, à determinada finalidade ou a determinadas condições de desempenho. Como consequência, o projeto é quase sempre feito individualmente para cada vaso a ser construído (Telles, 2004).

Os diversos equipamentos formam uma cadeia contínua de produção, através da qual circulam os fluidos de processo, onde a falha ou paralisação de um único equipamento, por qualquer motivo, obriga geralmente à paralisação de toda a instalação com as consequentes perdas de produção. É usual os vasos de pressão armazenarem fluidos inflamáveis, tóxicos ou em elevadas pressões ou temperaturas, condições para as quais qualquer falha pode resultar em um acidente grave ou mesmo em um desastre de grandes proporções.

Falhas devidas a trincas ocorrem em diversos materiais e têm sido importante os investimentos por parte da indústria para prevenir tais defeitos. Estudos na área da Mecânica da Fratura têm sido desenvolvidos e usados para predefinir esforços de carregamento com os quais as peças contendo trincas irão ou não falhar (Carvalho, 1992). A Mecânica da Fratura descreve a magnitude e a distribuição do campo de tensões na vizinhança de uma trinca. Estes parâmetros são definidos ainda na fase de projeto.

Uma das técnicas de reparo utilizada na indústria para remoção de trinca consiste em remover mecanicamente o defeito e a região em torno do defeito por esmerilhamento. Em seguida, realizar inspeção através de ensaios não-destrutivos, como, por exemplo, ensaio por líquido penetrante ou partícula magnética, com objetivo de investigar possíveis indícios de trinca. Confirmando total remoção da trinca e da região plasticamente afetada adjacente, faz-se o preenchimento da área através de soldagem. Assim, é realizada uma nova inspeção e tratamento térmico

adequados ao reparo. No entanto, esta técnica é complexa em determinadas aplicações podendo envolver grandes custos e parada de produção por períodos longos de tempo. Logo, houve a preocupação de desenvolver uma nova solução de reparos. O presente estudo está em busca de ampliar os conhecimentos de uma nova solução para reparos em tubulações, já que se trata de tubulações em operação em campo de petróleo onde o acesso é complicado e a parada de produção significa alto custo.

Ainda na fase de projeto, é dimensionado uma sobre-espessura da parede da tubulação para futuros reparos por remoção de material. Este trabalho propõe uma técnica de reparo simples somente por remoção de material na área do dano por esmerilhamento. Não sendo necessário as etapas de soldagem, inspeção e tratamento térmico que causam maiores perdas, como produtividade.

## **1.2 Objetivos**

Os objetivos do trabalho são entender a nova distribuição de tensões presentes na peça recuperada, usando método de elementos finitos, e verificar se essa nova distribuição é estável, pois o surgimento de uma trinca no fundo do entalhe pode levar a falha catastrófica.

## **1.3 Justificativas**

### **1.3.1 Importância Científica**

É de suma importância o conhecimento do efeito do campo de tensão na região do reparo devido a sua geometria e possível surgimento de novas trincas em componentes submetidos a alta pressão.

### **1.3.2 Importância Tecnológica**

O método tradicional de recuperação de vasos de pressão, tubulações e caldeiras, que contem alguma descontinuidade, como trincas, consiste em remoção de material por processo mecânico, soldagem, inspeção e tratamento térmico. Este procedimento, que é simples, pode se tornar complexo em um espaço confinado e/ou de difícil acesso nas embarcações. O desenvolvimento de uma nova técnica pode trazer para o equipamento um reparo mais eficaz.

### **1.3.3 Importância Econômica**

Uma nova técnica de recuperação de peças com descontinuidades como trincas, onde o tempo de reparo e a maior facilidade de execução são os objetivos, implica a redução de custo pela empresa com parada de produção e material e/ou equipamentos utilizados. As empresas no ramo do petróleo, por exemplo, têm interesse nestas novas possibilidades de recuperação e aplicação nas tubulações.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Falha

A falha do produto corresponde ao instante em que este deixa de cumprir a função a que se propõe, ou seja, deixa o descoberto a funcionalidade desejada. Pode ser também colocada como a perda da habilidade de executar a função requerida. Esta situação engloba uma falha por colapso total do sistema, em que deixa de operar por completo, ou condições em que o sistema continua operando, mas fora de uma faixa tolerada, desviando-se assim do ponto desejado de operação e comprometendo sua funcionalidade (Rosa, 2002).

### 2.2 Modos de falha

#### 2.2.1 Fratura

Em geral o processo de desenvolvimento da fratura é dividido em duas etapas distintas, início da fratura e propagação desta. A fratura pode ser classificada em duas categorias fratura dúctil e fratura frágil. Fratura dúctil é caracterizada por apreciável deformação plástica na nucleação e na propagação da trinca. Deformação plástica em nível macroscópico é também encontrada nas superfícies de falha. E fratura frágil nos metais é caracterizada por grande velocidade de propagação da trinca, com pequena deformação plástica, mesmo em um nível microscópico. Um metal pode ter uma ruptura dúctil ou frágil, dependendo da temperatura, estado de tensões e velocidade de carregamento (Rosa, 2002).

#### 2.2.2 Fratura na presença de defeitos

As fraturas dúctil e frágil apresentadas anteriormente não levam em consideração a presença de defeito macroscópico no material. No entanto, dificilmente tem-se uma peça isenta de defeitos no seu interior, sejam defeitos decorrentes do processo de fabricação ou oriundos na operação. Nas situações, para análise da ruptura há necessidade de aplicação dos conhecimentos de mecânica da fratura. A Mecânica da Fratura define um fator de intensidade de tensão,  $K_I$ , na ponta da trinca, que caracteriza o quanto a peça está sendo solicitada na região. O  $K_I$  não pode

ultrapassar a tenacidade à fratura,  $K_{IC}$ , que é uma característica do material onde mede a capacidade deste absorver energia até a fratura. O critério de falha é:

$$K_I \geq K_{IC}$$

### **2.2.2.1 Flambagem**

Flambagem é um fenômeno que ocorre em peças onde a área de secção transversal é pequena em relação ao seu comprimento, quando submetidas a um esforço de compressão axial. A flambagem é considerada uma instabilidade elástica, assim, a peça pode perder sua estabilidade sem que o material já tenha atingido a sua tensão de escoamento.

### **2.2.2.2 Fadiga**

Fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas que estão sujeitas a tensões dinâmicas e oscilantes. Pode-se citar como exemplos de estruturas sujeitas a este tipo de falha pontes, aeronaves e componentes de máquinas. É possível a ocorrência da fadiga em um nível de tensão consideravelmente inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática (Callister, 2002). A deformação localizada causadas pela cargas cíclicas levam à formação de trincas de fadiga, que vão crescendo até a ruptura do material.

### **2.2.2.3 Fluência**

A fluência é a deformação permanente e dependente do tempo de materiais, em que estes são submetidos a uma carga ou tensão constante. Ela é observada em todos os tipos de materiais. Para os metais, ela se torna importante apenas a temperaturas superiores a aproximadamente  $0,4T_f$  ( $T_f$  = temperatura absoluta de fusão) (Callister, 2002).

## **2.3 Mecânica da fratura**

Fratura é um problema que a sociedade tem enfrentado desde que existem estruturas feitas pelo homem. O problema atualmente é considerado pior que nos séculos passados devido a atual sociedade tecnológica complexa.

Felizmente, avanços na área da mecânica da fratura têm ajudado a compensar muitos dos potenciais perigos causados pelo aumento da tecnologia complexa. O entendimento de como um material falha e a habilidade de prevenir certas falhas teve aumento significativo após a Segunda Guerra Mundial. No entanto, há muito

que ser aprendido e conhecimentos existentes nem sempre são aplicados quando apropriados (Anderson, 2005).

A causa de uma falha estrutural geral está entre as seguintes categorias (Anderson, 2005):

- Negligência durante o projeto, construção ou operação da estrutura;
- Aplicação de um novo projeto ou material, que produz um resultado inesperado (ou indesejável).

No primeiro ponto, procedimentos existentes são suficientes para evitar falhas, mas não são seguidos por uma ou mais partes envolvidas, devido a erro humano, ignorância, ou má intenção. Obra mal acabada, materiais inadequados ou de qualidade inferior, os erros de análise de tensões e erro do operador são exemplos de onde a tecnologia e experiência adequadas estão disponíveis, mas não aplicadas.

O segundo tipo de falha é muito mais difícil de impedir. Quando um projeto modificado é introduzido, invariavelmente, há fatores que o profissional não consegue antecipar. Novos materiais podem oferecer enormes vantagens, mas também problemas potenciais. No entanto, um novo projeto ou material deve ser colocado em serviço após o teste e análise extensa. Esta abordagem irá reduzir a frequência de falhas, mas não eliminá-los totalmente, pode haver fatores importantes que são negligenciados durante os testes e análises.

### 2.3.1 Concentração de tensão

Os efeitos da concentração de tensão foram primeiramente quantificados por Inglis (1913), ao analisar entalhes elípticos em placas planas. A análise de Inglis resultou em uma expressão que determina a tensão na extremidade do maior eixo da elipse (Figura 2.1).

A equação da tensão no ponto A, na Figura 2.1, é dada por:

$$\sigma_A = \sigma \left( 1 + 2 \sqrt{\frac{a}{\rho}} \right) \quad (2.1)$$

onde  $\rho = b^2/a$  é o raio de curvatura da ponta da elipse.

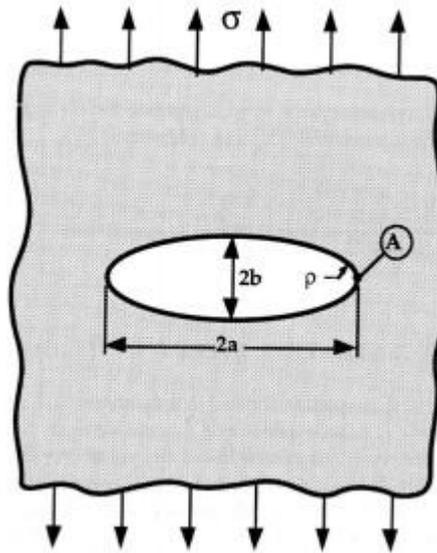


Figura 2.1 Entalhe elíptico em uma placa plana.

De acordo com a equação ( 2.1 ), o efeito da concentração de tensões é maior quanto menor for o raio de curvatura da elipse. No entanto, a concentração de tensão para um raio nulo no entalhe, neste caso chamado de uma trinca, tende a infinito. Assim, teoricamente, a falha ocorreria numa tensão nominal aplicada próxima de zero, o que evidentemente não acontece na realidade. Inglis apenas resolveu o problema do entalhe, mas não explicou porque as peças não quebravam. Foi Griffith que deu o passo seguinte para um melhor entendimento das trincas.

### 2.3.2 Balanço Energético de Griffith

De acordo com a primeira lei da Termodinâmica, quando um sistema vai de um estado de não equilíbrio ao equilíbrio, há uma diminuição da energia. Griffith aplicou essa ideia para formação de uma trinca. Uma trinca pode surgir (ou uma trinca existente pode crescer) somente se tal processo faz com que a energia total diminua ou permaneça constante. Assim, as condições críticas de fratura podem ser definidas como o ponto em que o crescimento da trinca ocorre em condições de equilíbrio, sem alteração total de energia (Anderson, 2005).

A configuração usada por Griffith foi um corpo elástico B contendo uma trinca superficial plana S de comprimento  $c$  submetida à carga externa, conforme Figura

2.2. Griffith procurou uma configuração que minimizava a energia total do sistema (Lawn, 1993).

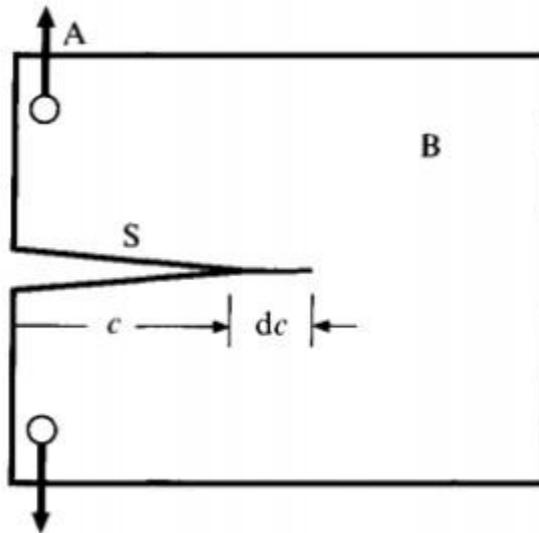


Figura 2.2 Modelo usado por Griffith (Lawn, 1993).

Geralmente, o sistema de energia associado com a formação de trinca pode ser dividida em termos mecânicos ou de superfície. Assim, pode-se escrever (Lawn, 1993):

$$U = U_M + U_S \quad (2.2)$$

Onde  $U_M$  é a energia mecânica e  $U_S$  a energia superficial.

O equilíbrio termodinâmico é, então, alcançado através do balanço dos termos de energia mecânica e de superfície para incremento no tamanho da trinca  $dc$  (Figura 2.2). A energia mecânica em geral diminui quando a trinca se estende ( $dU_M/dc < 0$ ). Por outro lado, o termo de energia de superfície, geralmente, aumenta com aumento da trinca ( $dU_S/dc > 0$ ). Assim, o primeiro termo favorece o aumento da trinca, enquanto o segundo se opõe. Este é o conceito de equilíbrio energético de Griffith, que é atingido por:

$$dU/dc = 0 \quad (2.3)$$

O conceito de Griffith forneceu um ponto de partida fundamental para qualquer problema de fratura em que as forças podem ser consideradas conservadoras (Lawn, 1993).

### 2.3.3 Abertura de trinca

As fórmulas básicas da análise de tensões só valem longe dos pontos de aplicação da carga e das variações bruscas da seção. Mas, por razões funcionais, quase todas as peças reais devem ter entalhes, nome que se dá as transições bruscas da geometria onde aquelas fórmulas não se aplicam. As tensões calculadas pelas fórmulas básicas são chamadas de nominais, porque não consideram o efeito do concentrador dos entalhes. A tensão máxima  $\sigma_{\text{máx}}$  que atua na raiz de um entalhe pode ser muito maior que a tensão nominal  $\sigma_{\text{nom}}$  (Castro e Meggiolaro, 2009).

A iniciação das microtrincas nas redes cristalinas metálicas é causada pela movimentação cíclica das discordâncias, que é ativada pela energia de distorção. Logo, a iniciação depende apenas da maior gama de tensões cisalhantes ou da tensão de Von Mises que atuam no ponto crítico da peça, e não é afetada pela parte estática das tensões, que quando trativas tendem a abri-las, facilitando seu crescimento, e quando compressivas tendem a fechá-las, retardando sua propagação (Castro e Meggiolaro, 2009).

O mecanismo de iniciação de uma trinca nas ligas metálicas começa com a formação de bandas de deslizamento persistente no ponto crítico, algumas das quais progridem gerando inclusões e extrusões superficiais, até que uma delas acaba dominando o processo e passa a controlar as deformações subsequentes. A inclusão dominante vira então uma microtrinca, que em geral se propaga por alguns grãos do material numa direção próxima à da máxima tensão cisalhante. A microtrinca vira uma trinca quando troca de direção e começa a se propagar num plano perpendicular à máxima tensão normal, para minimizar a dissipação de energia por atrito nas suas faces. Este processo clássico de iniciação de uma trinca é esquematizado na Figura 2.3, que representa um corte do ponto crítico da peça (Castro e Meggiolaro, 2009).

O estágio de propagação é controlado pelo concentrador de tensão e é analisado pela Mecânica da Fratura.

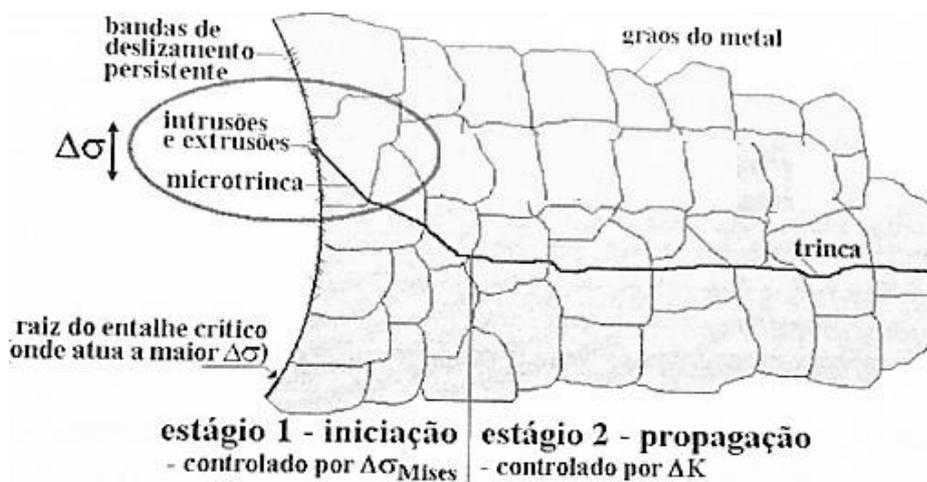


Figura 2.3 Processo clássico de iniciação de uma trinca (Castro e Meggiolaro, 2009).

As tensões que induzem a geração de trincas devem ser combinadas por Tresca ou por Mises:

$$\sigma_{Tresca} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2.4)$$

$$\sigma_{Mises} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \div 2\}^{1/2} \quad (2.5)$$

$$\sigma_{Mises} = \left\{ \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right] / 2 \right\}^{1/2} \quad (2.6)$$

Onde  $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$  são as tensões principais (Castro e Meggiolaro, 2009).

As fórmulas básicas da análise de tensões só valem longe dos pontos de aplicação da carga e das variações bruscas da secção. Mas, por razões funcionais, quase todas as peças reais possuem entalhes onde aquelas fórmulas não se aplicam. As

tensões calculadas pelas fórmulas básicas são chamadas de nominais, porque não consideram o efeito concentrador dos entalhes. Entretanto, a tensão máxima  $\sigma_{\max}$  que atua na raiz de um entalhe pode ser muito maior que a tensão nominal  $\sigma_{\text{nom}}$ , como mostra o exemplo na Figura 2.4 (Castro e Meggiolaro, 2009).

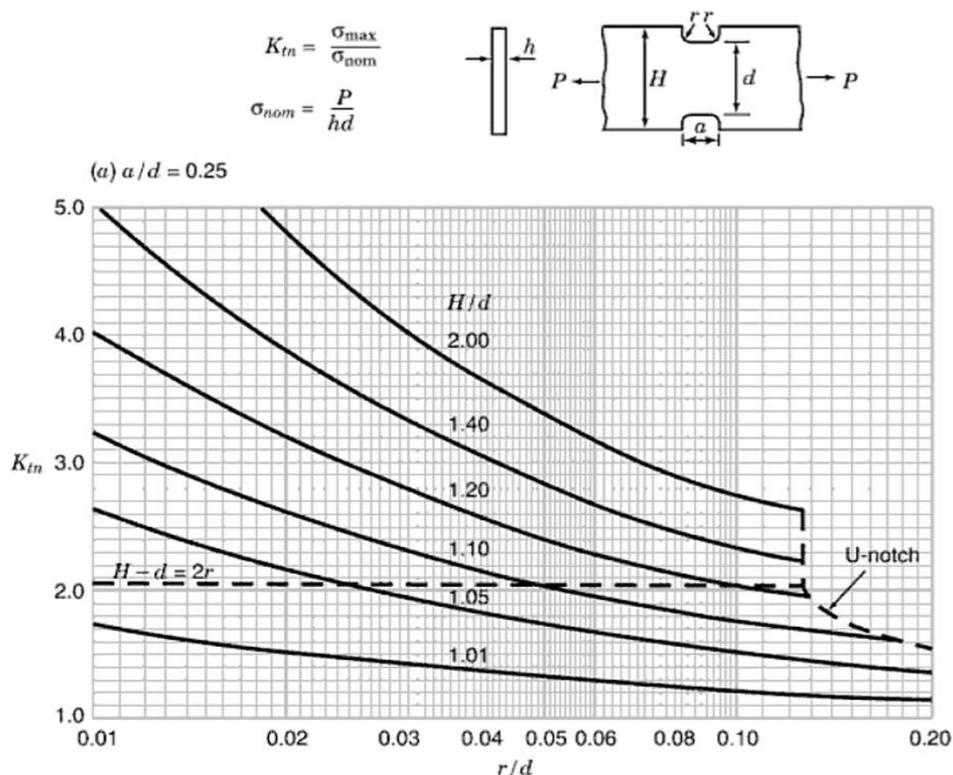


Figura 2.4 A tensão máxima que atua nesta placa é dada por  $\sigma_{\max} = K_t \sigma_{\text{nom}}$  (Pilkey, 2008).

O efeito do concentrador de tensão  $K_t$  é fundamental em Fadiga, onde as trincas são primeiramente causadas pelas gamas da tensão atuante no ponto crítico, e  $K_t$  cresce se o entalhe diminui (Castro e Meggiolaro, 2009).

### 2.3.3.1 Modos de abertura de trinca

Conforme Figura 2.5, há três modos de abertura de trinca. O modo I de abertura corresponde à separação normal das paredes da trinca sob tração. Os modos II e III são, fundamentalmente, correspondentes ao deslocamento paralelo entre as paredes da trinca (Carvalho, 1992).

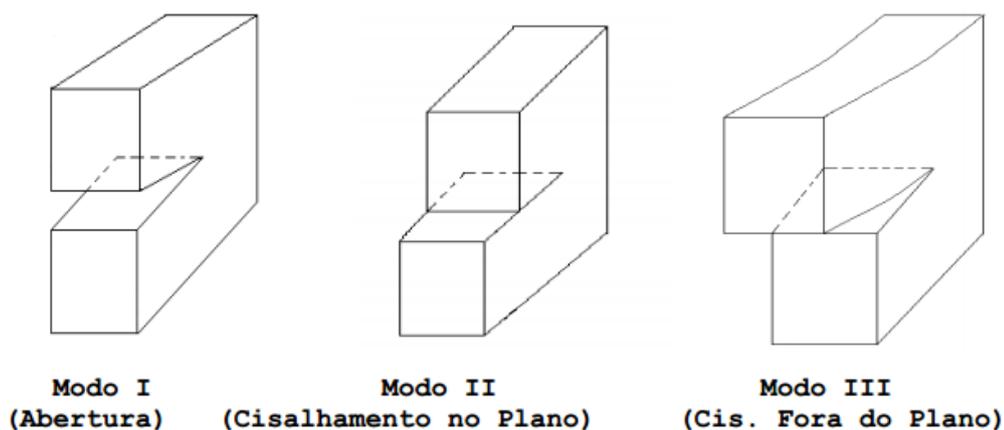


Figura 2.5 Modos de abertura de trinca

### **2.3.3.2 Mecanismos de abertura de trinca por fadiga**

Os principais detalhes que influenciam localmente a iniciação de trincas por fadiga sob gama de tensões macroscópicas são:

- Acabamento superficial;
- Tamanho;
- Amplitude de carregamento;
- Raio ( $\rho$ ).

Para aços, o valor do fator de acabamento superficial  $k_a$  decresce à medida que a resistência à ruptura cresce, e isto significa que a influência do  $k_a$  é maior para os aços de resistência mais alta (Castro e Meggiolaro, 2009).

A rugosidade superficial diminui a resistência à iniciação de uma trinca por fadiga, pois aumenta as microtensões locais próximas às raízes dos seus vales, e esse efeito cresce quando mais rugoso é o acabamento superficial, menor a tensão atuante no ponto crítico da peça e mais resistente é o material (Castro e Meggiolaro, 2009).

Acredita-se que a causa da iniciação das trincas por fadiga seria a média das gamas de tensão que atuam num volume característico (VC) do material, localizado na superfície do ponto crítico. Como quanto maior o gradiente das tensões neste VC, menor é a tensão média que o solicita, esta seria a causa da maior resistência à fadiga das peças menores. Mas se o fator de tamanho  $k_b$  é causado pelo gradiente de tensões no ponto crítico, seria mais razoável usar o tamanho dos entalhes

críticos em vez do da peça para obter o seu diâmetro, já que são estes entalhes que definem a escala do efeito do gradiente de tensões na maioria dos casos práticos (Castro e Meggiolaro, 2009).

O efeito do tamanho também pode ter outras causas. Se a peça é grande, a probabilidade de haver um sítio que seja mais favorável ao trincamento numa região de tensão alta é maior. E na maioria dos casos as trincas nascem na superfície, quanto maior a área da superfície exposta a  $\sigma_{\text{máx}}$ , maior a probabilidade de encontrar um grão com planos preferenciais de deslizamento alinhados a direção da tensão cisalhante máxima ou um minúsculo defeito superficial que facilite o início da movimentação cíclica das discordâncias (Castro e Meggiolaro, 2009).

O fator de carga  $k_c$  visa quantificar a diferença entre os limites de fadiga medidos sob tração/compressão e sob flexão rotativa. No entanto, não há justificativa física para separar os efeitos do tamanho e do tipo da carga, pois ambos seriam devidos ao gradiente das tensões. Por isso, é mais razoável usar um único fator unificado de gradiente de tensões  $k_g$  que incluisse os efeitos de tamanho e do tipo de carga na estimativa do limite de fadiga (Castro e Meggiolaro, 2009).

#### **2.3.4 Fator de intensificação de tensão**

Conforme visto anteriormente, os efeitos da concentração de tensão foram analisados considerando uma placa com um furo elíptico, em que a tensão máxima é dada por (1.1). Neste caso o fator de concentração de tensão é dado por (2.7).

$$K_T = 1 + 2\sqrt{a/\rho} \quad (2.7)$$

Em uma trinca, como raio de curvatura,  $\rho$ , é próximo a zero, o fator de concentração de tensão,  $K_T$ , tende ao infinito e logo a tensão máxima,  $\sigma_{\text{máx}}$ , também tenderá ao infinito. Sendo assim, o conceito de fator de concentração de tensão não é útil na resolução de certos problemas de Engenharia. Daí, surgiu a necessidade de definir o fator de intensidade de tensão, o que pode ser feito pelo limite do produto da tensão  $\sigma_{\text{máx}}$  e a raiz do raio de curvatura ( $\rho$ ), como:

$$K_I = \lim_{\rho=0} \sigma_{m\acute{a}x} \cdot \sqrt{\rho} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \quad (2.8)$$

Onde a constante  $\pi/2$  é adotada por conveniênciã. Nesta definiçã, a tensã  $\sigma_{m\acute{a}x}$  tende a infinito, mas o produto possui um limite, que é entã definido como o fator de intensidade de tensã. É importante observar a diferençã entre  $K_I$  e  $K_T$ . O último é adimensional, enquanto que  $K_I$  possui unidades como  $MPa\sqrt{m}$  no Sistema Internacional.

No caso particular da geometria de um orifício elíptico em uma placa infinita,  $K_T = 1 + 2\sqrt{a/\rho}$ . Logo tem-se  $\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_0(1 + 2\sqrt{a/\rho})$ . Substituindo na equaçã ( 2.8 ) resulta:

$$K_I = \lim_{\rho=0} \sigma_0 \left( 1 + 2 \sqrt{\frac{a}{\rho}} \right) \cdot \sqrt{\rho} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \quad (2.9)$$

$$K_I = \lim_{\rho=0} \sigma_0 \cdot \sqrt{\rho} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} + \lim_{\rho=0} \sigma_0 \cdot \sqrt{a} \cdot \sqrt{\pi} \quad (2.10)$$

$$K_I = \sigma_0 \cdot \sqrt{a\pi} \quad (2.11)$$

Esta equaçã permite calcular o valor do fator de intensidade de tensã,  $K_I$ , unindo o efeito do carregamento e do tamanho do defeito. O fator de intensidade de tensã fornece o nívcl de sollicitaçã que ocorre dentro do material situado à frente do extremo da trinca. Griffith também usou a relaçã entre nívcl de carga e tamanho da trinca na sua teoria para a instabilidade da trinca (Anderson, 2005). Pelo critério de Griffith a falha ocorre quando:

$$\sigma_{cr}^2 \cdot \pi \cdot a_c = 2E\gamma \quad (2.12)$$

Onde,  $\sigma_{cr}$  é a tensão crítica,  $a_c$  é tamanho da trinca crítica,  $E$  é módulo de elasticidade e  $\gamma$  é a densidade de energia de superfície. Comparando a expressão de Griffith com a equação 2.11, é possível observar semelhança entre as expressões que leva à suposição de que, no instante de instabilidade da trinca, o fator de intensidade de tensão atinge um valor crítico denominado de tenacidade à fratura,  $K_{IC}$ . Assim, segundo Griffith, tem-se (Anderson, 2005):

$$K_{IC} = \sqrt{2E\gamma} \quad (2.13)$$

### 2.3.5 Integral J

Quando o material é muito tenaz, ou seja, possui um elevado  $K_{IC}$ , a restrição de espessura mínima, requerida pela norma específica da ASTM pode levar a um corpo de prova muito grande para o estado de tensão presente corretamente represente o previsto pela Mecânica da Fratura Elástica Linear (MFLE). Assim, houve necessidade de desenvolver outra técnica de medida de tenacidade, com base em estudos mais aprofundados do comportamento elastoplástico do material nas proximidades da raiz da trinca. Uma destas técnicas é a denominada Integral J, derivada a partir de conceitos de energia de deformação (Rosa, 2002).

Segundo Rice (1968), Integral J é uma curva em torno da ponta da trinca, o integrado sendo avaliado em um sentido anti-horário, a partir da superfície anterior do plano da trinca continuando ao longo do caminho de  $r$  para a superfície plana superior (Figura 2.6).

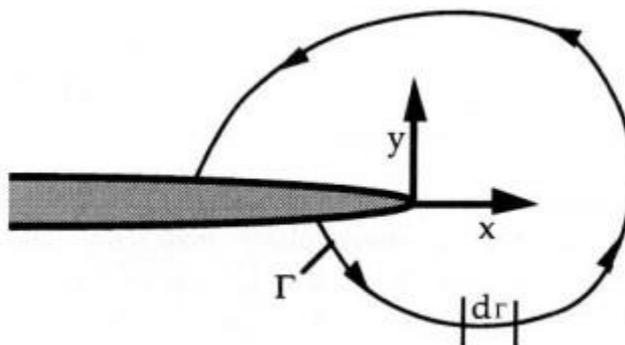


Figura 2.6 Contorno arbitrário em torno da ponta de uma trinca.

Dentro da Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE), a Integral J está relacionada com  $K_I$  para um estado plano de deformações, na forma:

$$K_I = \sqrt{J \cdot E \cdot (1 - \nu^2)} \quad (2.14)$$

Onde,  $K_I$  é o fator de intensidade de tensão crítico, E é módulo de elasticidade e  $\nu$  é o coeficiente de Poisson. Assim, se existe um valor de  $K_I$ , verifica-se que existe um  $J_I$  correspondente.

Como o material tratado no presente trabalho é elastoplástico, calcula-se a integral J e através da equação ( 2.14 ) é feita uma correlação com o  $K_I$ .

Embora o material estudado no presente trabalho seja elastoplástico, e, portanto, calculado através da Integral J, o estado de tensão presente nos vasos de pressão de parede grossa (Estado Plano de Deformações - EPD) se comporta como puramente elástico. Para se verificar os limites de validade desta afirmação a Integral J será calculada e a partir da expressão ( 2.14 )  $K_I$  será determinado e comparado com os valores determinados na Literatura (Carvalho - 2005).

### **2.3.6 Método de função peso**

O método da função-peso desenvolvido por Wu e Carlsson (1991) foi concebido para ser um método de determinação do Fator de Intensidade de Tensão. Normalmente, a análise para determinar o valor de K é válida apenas para um determinado conjunto de condições de contorno e, caso estas condições mudem, um novo K deve ser determinado. Mas a solução para um dado conjunto de condições de contorno contém informação suficiente para determinar K para quaisquer outras condições de contorno que atuam sobre a mesma geometria, considerando que a hipótese de elasticidade linear seja válida (Carvalho, 2005). Neste método a função-peso utilizada é determinada por:

$$m(a, x) = \frac{E}{K_0(a)} \frac{\partial u_0(a, x)}{\partial a} \quad (2.15)$$

onde E é o módulo de Young, x representa a direção ao longo do comprimento da trinca para x variando de 0 a "a", esta função, uma vez determinado para o caso de referência, pode ser aplicada para calcular K(a) para qualquer distribuição de tensões  $\sigma(x)$  que atua na mesma geometria (Carvalho, 2005):

$$K(a) = \int_0^a \sigma(x) m(a, x) dx \quad (2.16)$$

Um vaso de pressão contendo N trincas internas e externas é submetido a uma pressão uniforme p agindo somente na superfície interna. A tensão radial na parede devido a pressão interna é (Wu, 1991):

$$\sigma(r) = p \frac{\zeta^2}{1 - \zeta^2} \left[ 1 + \left( r/R_0 \right)^{-2} \right] \quad (2.17)$$

Onde p é a pressão interna, r é o raio, e  $\zeta$  é a razão entre os raios interno e externo ( $R_i/R_0$ ).

Para ambos os casos, trinca interna e externa, o fator de intensidade de tensão pode ser expresso como:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a w} \cdot f(a/w) \quad (2.18)$$

Onde  $a$  é a razão do tamanho da trinca e a espessura da parede ( $W$ ) do vaso e  $f(a/w)$  é um fator de intensidade de tensão adimensional.

No caso de trinca interna  $r=R_i$ , conforme Figura 2.7, terá:

$$K_I = p \frac{1 + \zeta^2}{1 - \zeta^2} \sqrt{\pi a W} \cdot f \quad (2.19)$$

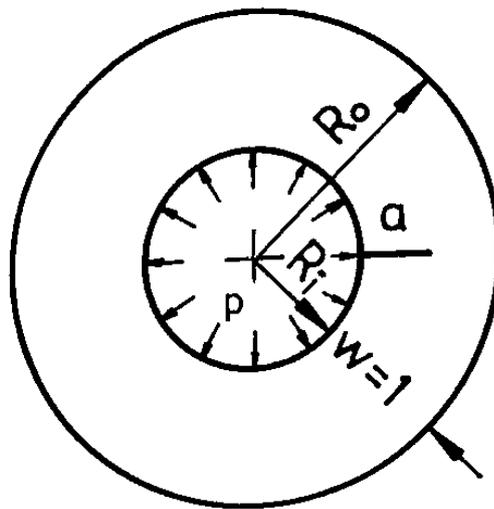


Figura 2.7 Vaso de pressão com uma trinca interna

A Figura 2.8 apresenta o fator de intensidade de tensão adimensional para trinca radial em um duto com pressão interna para  $N=1$ .

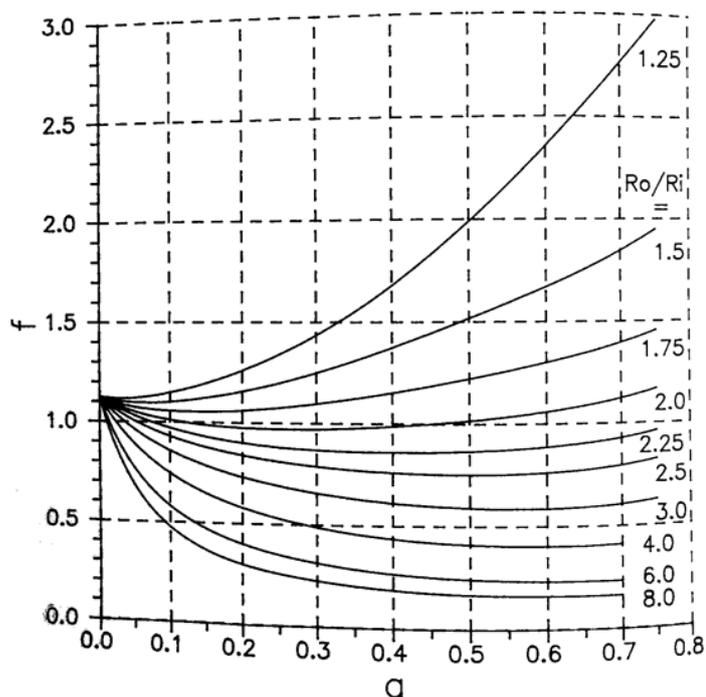


Figura 2.8 Fator de intensidade de tensão adimensional para uma trinca radial interna em vaso com pressão uniforme interna

### 2.3.7 Tensões na raiz do entalhe

A produção de um entalhe em condições controladas em uma peça, isto é, não gerando defeitos em sua superfície, permite o conhecimento das bandas de tensão pelas fórmulas básicas. Já uma peça com uma trinca, as bandas de tensão não são bem definidas na ponta da trinca. Onde, a solução linear elástica não vale, devido ao escoamento que ocorre nesta região.

Ainda não se consegue construir componentes estruturais isentos de qualquer defeito. Todas as peças reais têm pequenos defeitos microestruturais (como inclusões e vazios) e de fabricação (como aranhões superficiais), que podem ser considerados microtrincas. Assim, a produção de um entalhe na peça gera pequenos defeitos que podem ser considerados microtrincas (Castro e Meggiolaro, 2009). Considerando uma peça como a Figura 2.9, onde o tamanho da trinca  $a$  é igual ou menor que o tamanho médio dos defeitos, a região é controlada pelo concentrador de tensão  $K_t$  e pode-se analisar como um entalhe somente.

Sendo “ $a$ ” muito maior que o tamanho médio dos defeitos e o raio do entalhe  $b$ , a região possui domínio do fator de intensificação de tensão  $K_I$  e a peça entende-se a trinca “ $a$ ” e o entalhe  $b$  como uma única trinca.

Na região de transição entre estes dois casos,  $a \leq b$  e  $a \gg b$ , onde o tamanho da trinca é maior que o tamanho do entalhe,  $a > b$ , há um domínio duplo pelo fator de concentração de tensão  $K_t$  e o fator de intensificação de tensão  $K_I$ .

Trabalhos realizados por pesquisadores como Fett (2005), Carolan et al (2011) e Schindler et al (2014) mostram através de ensaios experimentais que, quando o tamanho da trinca está duas vezes maior que o tamanho do raio do entalhe, ou seja,  $a > 2b$ , a trinca já passou a dominar.

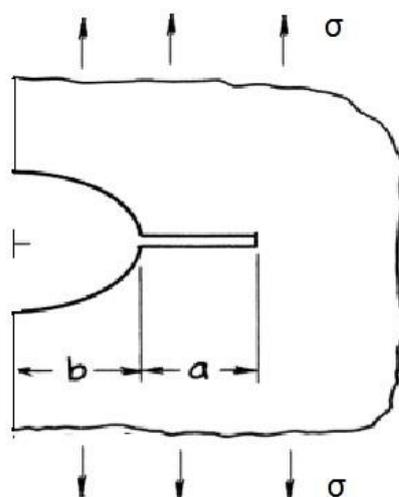


Figura 2.9 Trinca na raiz do entalhe

A Figura 2.10 apresenta uma amostra de zircônia com uma trinca que se formou na raiz do entalhe.

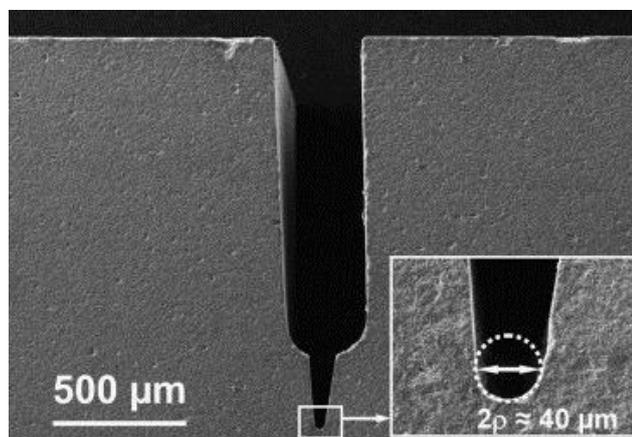


Figura 2.10 Amostra de zircônia com entalhe (Fisher, 2008)

**2.3.7.1 Solução arco elíptico com trinca**

A solução representa tensões lineares elásticas em uma placa semi-infinita que apresenta um entalhe em formato semielíptico com uma trinca de superfície sob tensão ou cisalhamento longitudinal (ver Figura 2.11) (Nishitani, 1973).

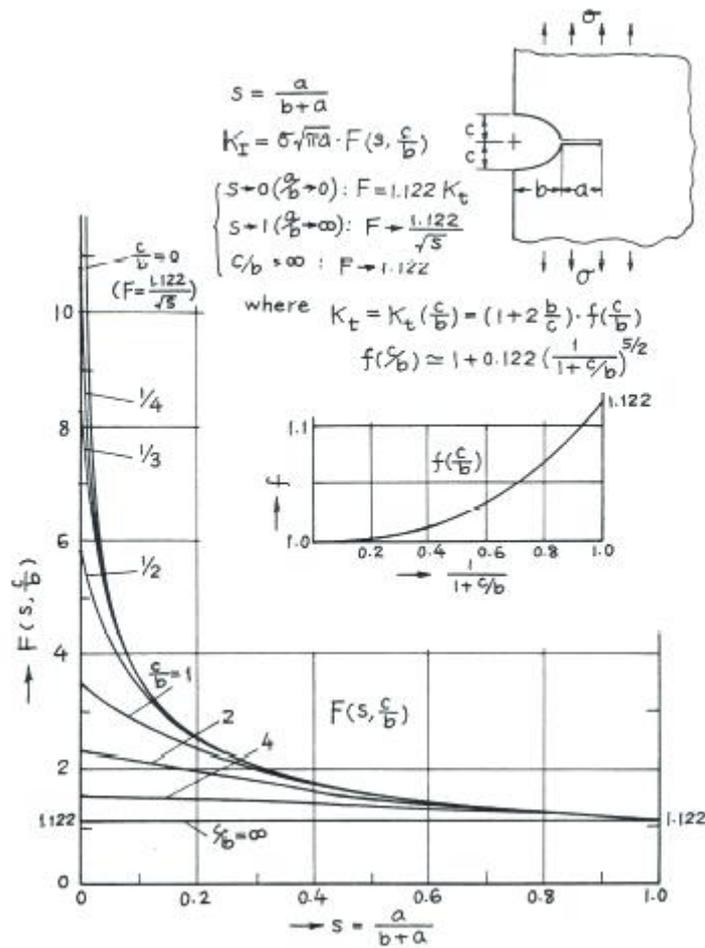


Figura 2.11 Representação da solução arco elíptico com trinca (Nishitani, 1973).

## 2.4 Vasos de Pressão

### 2.4.1 Solução de Lamé

O cilindro circular, de especial importância na Engenharia, é, geralmente, dividido em duas classificações: cilindros de parede fina e cilindros de parede grossa. O cilindro de parede fina é definido em que a tensão tangencial pode ser considerada constante na espessura da parede. Se a espessura da parede exceder o raio interno mais que aproximadamente 10%, o cilindro é geralmente classificado como de parede grossa, e a variação de tensão na parede já não pode ser ignorado (Ugural, 2012).

Cilindros de parede grossa são amplamente utilizados na indústria como vasos de pressão, extração e transporte de petróleo e gás natural de um poço, tubos de arma, etc. Em muitas aplicações, a espessura de parede do cilindro é constante e o cilindro é submetido a uma pressão interna uniforme  $p_i$ , uma pressão externa uniforme  $p_o$ , e uma carga axial  $P$  (Cook e Young, 1999) (Figura 2.12).

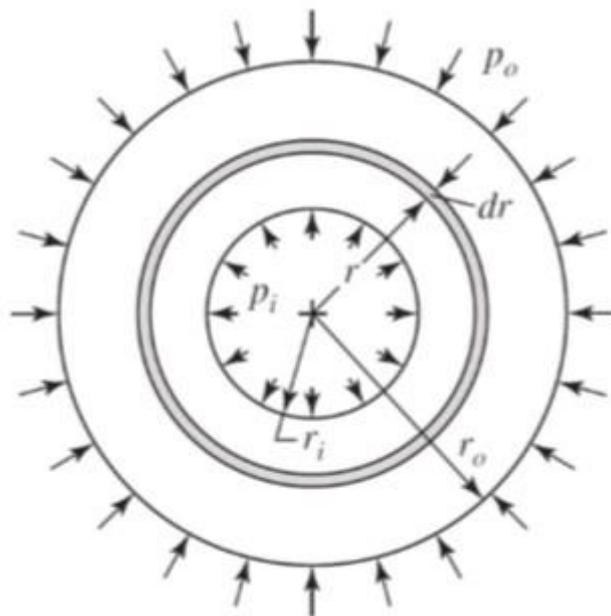


Figura 2.12 Seção transversal de vaso de pressão cilíndrico submetido a pressão interna e externa (Budynas e Nisbett, 2011).

Um cilindro de parede grossa sujeito à pressão externa ou interna, ou ambas, tem tensões radiais e tangenciais com valores que dependem do raio do elemento considerado (Budynas e Nisbett, 2011).

Na determinação da tensão radial  $\sigma_r$  e da tensão tangencial  $\sigma_\theta$ , pode-se considerar que o alongamento longitudinal é constante em uma circunferência qualquer do cilindro (Budynas e Nisbett, 2011).

De acordo com a Figura 2.12, denomina-se o raio interno  $r_i$ , o raio externo  $r_0$ , a pressão interna  $p_i$  e a pressão externa  $p_0$ . A seguir, estão demonstradas as tensões tangenciais e radiais cujas magnitudes são:

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2 - \left(\frac{r_i r_0}{r}\right)^2 (p_0 - p_i)}{r_0^2 - r_i^2} \quad (2.20)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2 + \left(\frac{r_i r_0}{r}\right)^2 (p_0 - p_i)}{r_0^2 - r_i^2} \quad (2.21)$$

No caso especial em que  $p_0 = 0$ , tem-se:

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2}\right) \quad (2.22)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2}\right) \quad (2.23)$$

Estas expressões foram desenvolvidas pelo engenheiro francês G. Lamé em 1833, por isso chama-se Solução de Lamé. O máximo valor da tensão radial ocorre quando  $r = r_i$  para pressão interna maior que a externa. Se  $p_0 > p_i$ , o máximo valor de  $\sigma_r$  ocorrem quando  $r = r_0$ . Por outro lado, o valor máximo da tensão tangencial ocorre tanto em  $r = r_i$  como  $r = r_0$ , depende da razão entre as pressões (Budynas e Nisbett, 2011). A Figura 2.13 mostra o comportamento da distribuição de tensões em um cilindro de parede grossa submetido à pressão interna.

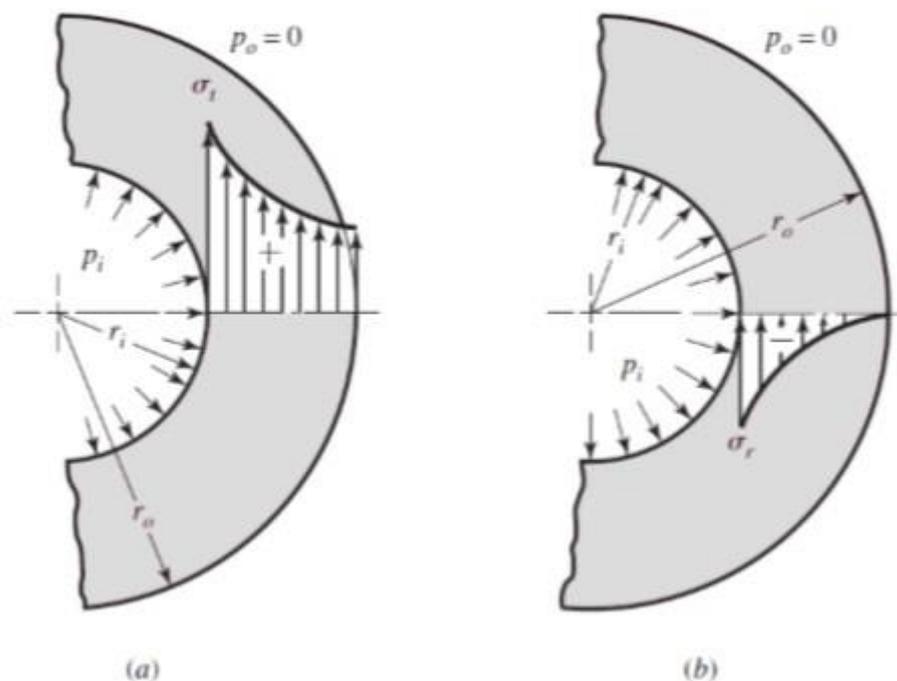


Figura 2.13 Comportamento da distribuição de tensões em um cilindro de parede grossa submetido à pressão interna: (a) Distribuição de Tensão Tangencial; (b) Distribuição de Tensão Radial (Budynas e Nisbett, 2011).

## 2.5 Método dos Elementos Finitos (MEF)

Os métodos analíticos clássicos permitem o cálculo dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos seus pontos, ou seja, infinitos pontos. No entanto, essas soluções são conhecidas para alguns casos, que não representam a maioria das aplicações práticas no dia a dia. Assim, houve necessidade de desenvolver procedimentos aproximados para casos gerais, independente da geometria e forma de carregamento, dentro da precisão aceitável da engenharia. Assim, originou-se o Método dos Elementos Finitos (MEF).

O desenvolvimento do MEF para solução de problemas práticos de Engenharia começou com o avanço do computador digital. A essência de uma solução do método de elemento finito em problema de Engenharia é o estabelecimento e resolução de um conjunto de equações algébricas regentes, e isso só tornou-se possível com auxílio do computador digital onde esse processo pode se tornar efetivo e ser dado aplicabilidade geral. Estas duas propriedades – eficácia e

aplicabilidade geral em análises de engenharia – são inerentes a teoria usada e tem sido desenvolvido para um alto grau de prática computacional (Bathe, 1996).

O MEF é uma técnica numérica, ideal para computadores, em que uma estrutura contínua elástica é dividida em pequenas (discretizadas), mas finitas subestruturas bem definidas (elementos) (Budynas, 1999). Os elementos são conectados entre si pelos pontos discretos, chamados nós. Os nós são as entidades governantes fundamentais do elemento, onde suas propriedades elásticas são estabelecidas, condições de contorno são atribuídas e forças são aplicadas, conforme ilustra esquematicamente a Figura 2.14.

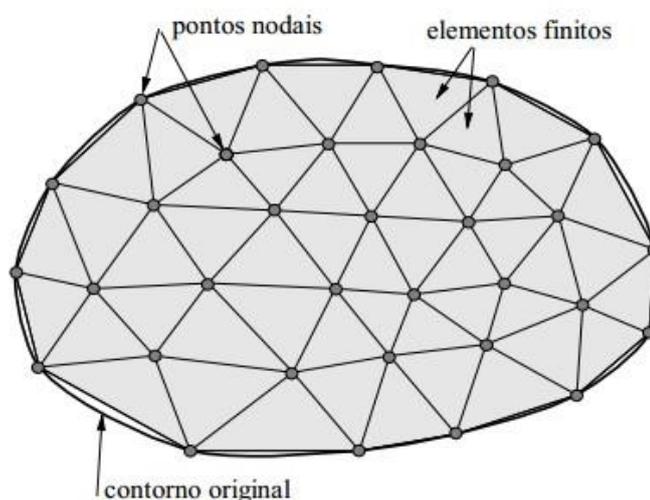


Figura 2.14 Elementos finitos

A montagem de elementos, que constitui o modelo matemático, tem seu comportamento especificado por um número finito de parâmetros. Em particular, nos problemas de análise estrutural, os parâmetros são os deslocamentos nodais, que são as incógnitas do problema (Alves, 2013).

Como o Método dos Elementos Finitos é uma técnica numérica que discretiza o domínio de uma estrutura contínua, os erros são inevitáveis. São eles:

- Erros computacionais: devido a arredondamento dos cálculos em pontos flutuantes dos computadores, e as formulações dos esquemas de integração numérica que são empregadas (Budynas, 1999).

- Erros de discretização: a geometria e a distribuição de deslocamentos de uma estrutura verdadeira estão continuamente variando. Usando número finito de elementos para modelar a estrutura introduz erros na geometria e na distribuição de deslocamento devido a inerente limitação dos elementos (Budynas, 1999).

O método de elemento finito é comumente usado para resolver problemas físico em projeto e análise de engenharia. O problema físico tipicamente envolve uma estrutura real ou um componente estrutural submetido a uma carga. A análise de elementos finitos resolve o modelo matemático regido por equações diferenciais. Desde que a técnica de solução de elemento finito é um processo numérico, é necessário avaliar a acurácia da solução. Se o critério de acurácia não é satisfeito, a solução numérica (isto é, elemento finito) deve ser repetida com parâmetro de solução refinada (como uma malha mais fina) até a acurácia necessária ser atingida (Bathe, 1996).

A escolha do modelo matemático apropriado é crucial e completamente determinante para visão sobre o problema físico real que pode ser obtido pela análise (Bathe, 1996).

Exceto para o processo computacional, a análise do método de elemento finito é basicamente o mesmo quando se realiza análise em uma estrutura linear ou um problema estrutural muito complexo utilizando um software de elemento finito. No entanto, existe um grande número de estratégias para serem aprendidas e testadas antes de ser tornar proficiente no pacote de software da técnica (Bathe, 1996).

Em um sentido amplo, o processo completo do MEF consiste em três etapas:

1. Pré-processamento: usando de entrada gráficos e textos, este estágio é onde o modelo é criado e os seguintes parâmetros são definidos: geometria; elementos e nós; cargas e condições de contorno; geometria do elemento e os parâmetros do material. Os dados de saída desta etapa são textos e/ou base de dados necessários para rodar a análise.
2. Processamento: Nesta etapa, o processador da técnica resolve o problema e cria textos ou base de dados com informação de deflexão dos nós, tensão nos elementos, etc..
3. Pós processamento: O dados de saída do processador permitem o analista rever os resultados através de gráficos e textos. Com os gráficos, o

profissional pode ver os resultados em grandes escalas, em três ou duas dimensões, e os contornos coloridos permitem o analista ver facilmente a mudança de tensão, deformação, deflexão, etc., através da estrutura. No texto, pode-se rever os dados de entrada para verificar se houve algum erro quando criou-se o modelo. Também é possível verificar os deslocamentos e tensões, bem como detalhes dos elementos e as matrizes.

Vários tipos de elementos finitos foram desenvolvidos. Estes apresentam formas geométricas diversas (por exemplo, triangular, quadrilateral, cúbico, etc.) em função do tipo e da dimensão do problema (se uni, bi, ou tridimensional). A Figura 2.15 apresenta a geometria de vários tipos de elementos finitos.

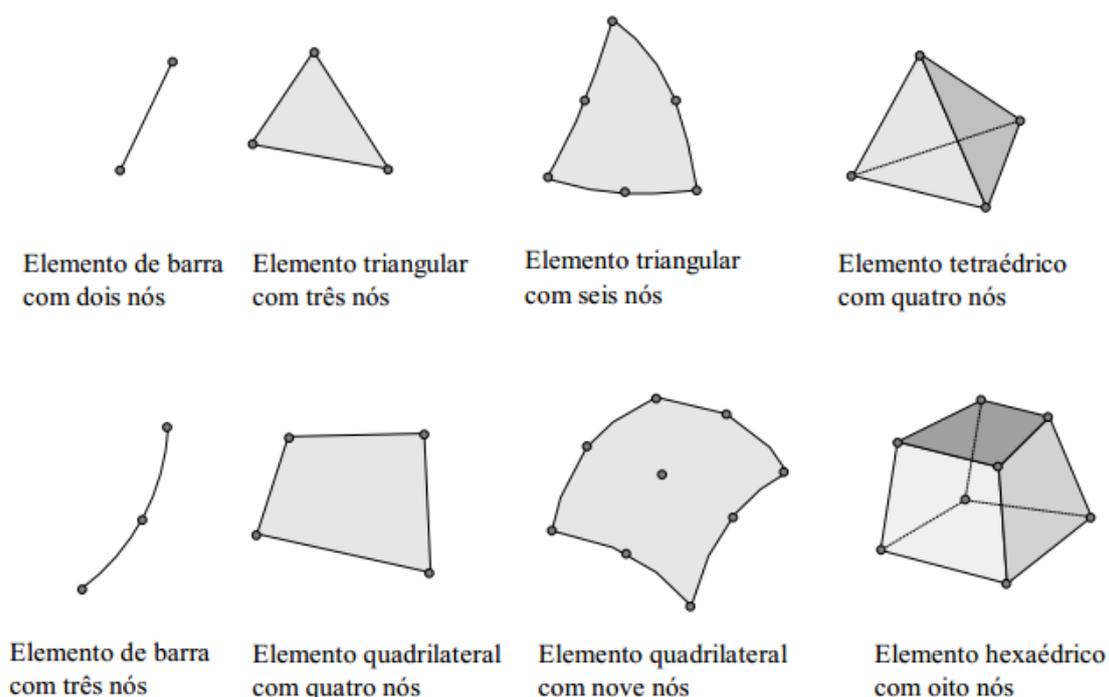


Figura 2.15 Geometria de vários tipos de elementos finitos

Os elementos finitos utilizados na subdivisão, isto é, discretização do domínio do problema são conectados entre si através de nós ou pontos nodais. Ao conjunto de elementos finitos e pontos nodais, dá-se, usualmente o nome de malha de elementos finitos.

A precisão do método depende da quantidade de nós e elementos, do tamanho e tipo dos elementos presentes na malha. Um dos aspectos mais importantes do MEF

diz respeito a sua convergência. Embora se trate de um método aproximado, pode-se demonstrar que em uma malha consistente, à medida que o tamanho dos elementos finitos diminui, e conseqüentemente, a quantidade de nós aumenta, a solução obtida converge para a solução exata do problema. Ou seja, quanto mais refinada a malha, mais precisos serão os resultados da análise. No entanto, a medida que aumenta o refino da malha há necessidade de um computador mais potente para realizar a análise. Assim, é importante a percepção do analista para refinar as áreas mais solicitadas da estrutura, como pontos com concentrador de tensão.

### **2.5.1 Aplicação do Método de Elemento Finito**

É crescente o número de empresas que vêm desenvolvendo os seus produtos com a utilização de modernas ferramentas de análise aplicando o MEF. Dentre os inúmeros campos de aplicação possíveis, podem se citar:

- Indústria da Construção Civil;
- Indústria automobilística, naval, aeronáutica e aeroespacial;
- Metalurgia;
- Mineração;
- Exploração de petróleo;
- Setor energético;
- Telecomunicações;
- Forças Armadas;
- Meio ambiente;
- Recursos Hídricos;
- Saúde.

As primeiras aplicações do MEF foram em problemas de Engenharia Estrutural, mais especificamente, sobre análise de tensões. Neste tipo de problema, o objetivo é determinar as tensões, deformações e deslocamentos em um corpo sólido sujeito a determinadas cargas e deslocamentos. Exemplo de tal aplicação é o estudo do comportamento de estruturas civis, tais como edifícios, pontes, barragens, e túneis, onde os elementos finitos são utilizados na análise de vigas, lajes, treliças, paredes, fundações, etc. A análise de tensões também é importante em outras áreas da Engenharia, tais como Engenharia Mecânica, Naval, Aeronáutica, Aeroespacial,

onde são necessários análises das estruturas e peças mecânicas de máquinas, automóveis, caminhões, navios, aviões, espaçonaves, etc. Dentro da área de Mecânica dos Sólidos, podem ser realizadas análises estática, modal e dinâmica.

### 2.5.2 Modelando a região da ponta da trinca

Devido ao alto gradiente no campo de tensão e deformação no entorno da ponta da trinca, a modelagem de elementos finitos de um componente que contém uma trinca, requer uma atenção especial na região. A natureza deste campo depende do material, geometria e outros fatores. Para capturar corretamente o campo de tensão e deformação variando rapidamente é importante usar uma malha refinada na ponta da trinca. Segundo manual do Ansys, o tipo de elemento recomendado para um modelo de fratura em 2D é um elemento triangular com 8 nós, conforme Figura 2.16 (Guia de usuário Ansys Mechanical 16.0).

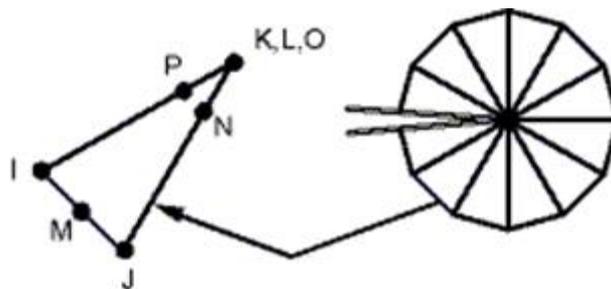


Figura 2.16 Elemento Plane183 (Ansys)

O Ansys Workbench apresenta um módulo de análise que lida com o cálculo de parâmetros de fratura. Esta ferramenta assume a presença de uma trinca na estrutura e é apenas aplicável às análises estruturais estáticas (Guia de usuário Ansys Mechanical 16.0, 2015).

## 2.6 Distribuição de tensões

A distribuição de tensões para um cilindro de parede grossa é bem conhecida (Carvalho, 2005) e se comporta como foi apresentado na Figura 2.13. A presença de entalhe causa mudanças nesta distribuição de tensões (Carvalho, 2005).

Estudos mostraram que o concentrador de tensão muda completamente a forma e a magnitude da tensão tangencial, e que quanto maior a espessura da parede, maior o  $K_t$  (Carvalho, 2005) (Pacheco, 2013). O concentrador de tensão no entalhe afeta a distribuição de tensão não só localmente, mas em toda seção (Carvalho, 2005).

O estudo realizado por Carvalho (2005) considerou um entalhe U crescente ao longo da espessura da parede do cilindro com pressão interna. Na Figura 2.17, é possível observar o efeito do concentrador de tensão sobre a distribuição de tensão ao longo da espessura da parede, onde a origem é a superfície externa do cilindro.

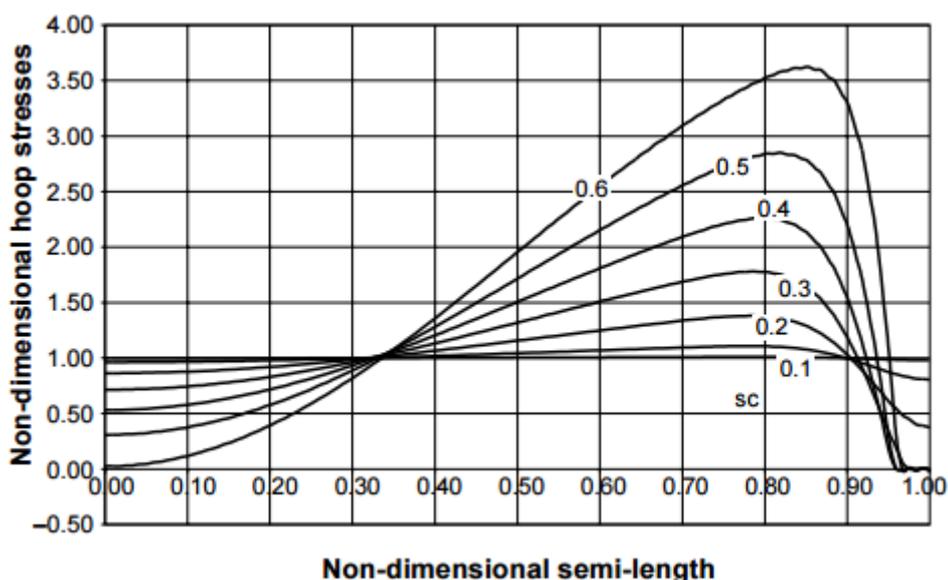


Figura 2.17 Distribuição de tensão tangencial ao longo da espessura do cilindro em componentes com diferentes descontinuidades (Carvalho, 2005).

O estudo realizado por Pacheco (2013) considerou um entalhe U crescente ao longo da espessura da parede do cilindro com pressão interna. Na Figura 2.18, é possível observar o efeito do concentrador de tensão sobre a distribuição de tensão ao longo da espessura da parede, onde a origem da abscissa, a face interna (fundo do entalhe) representa o valor do concentrador de tensão e a linha subsequente representa a severidade da concentração de tensão atuante na região.

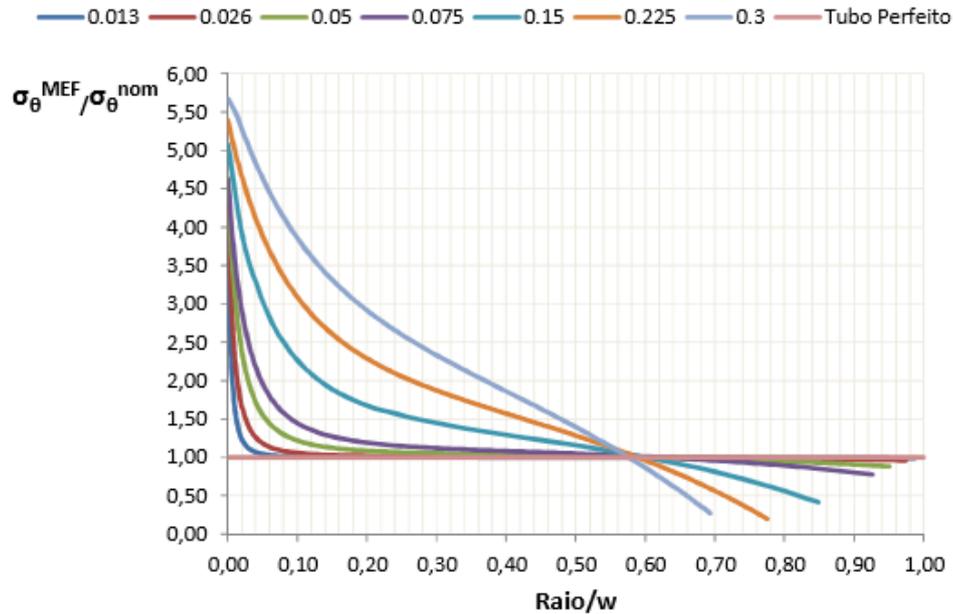


Figura 2.18 Distribuição de tensão tangencial ao longo da espessura da tubulação em componentes com diferentes descontinuidades (Pacheco, 2013).

Com o conhecimento da distribuição de tensão no vaso de pressão correlacionado com o tamanho do defeito, tipo do defeito, as dimensões da peça e a magnitude da tensão é possível prever a tensão e a deformação em toda sua superfície e, assim, através de sensores entender corretamente o que está acontecendo dentro da peça. Este conhecimento permite prever falhas que poderiam ser catastrófica de um vaso.

No passado, a indústria preocupada com a produtividade só conhecia a vazão do vaso. Não se controlava temperatura e pressão. Assim, qualquer alteração na geometria só seria percebida em um acidente, quando o vaso realmente falhasse. Através do uso de sensores de temperatura e pressão interna, sendo esta pressão medida como função da deformação tangencial, é possível informar-se quanto à abertura de trincas e, dessa forma, evitar falha da peça.

## 2.7 Atualidades do Tema

Estudos mostram alternativas para a realização de reparo. O estudo realizado por Aloraier et al (2010) revisa o desenvolvimento de técnicas alternativas para o

tratamento térmico pós soldagem. Este trabalho sugere três possibilidades de reparo: *half-bead*, *temper bead welding* (TBW) e reparo à frio.

Na técnica *half-bead* é feita a retirada de material formando uma cavidade no local de reparo. Este local é preaquecido e uma primeira camada de solda é depositado. Em seguida, é feita a remoção da metade desta primeira camada por esmerilhamento. Novas camadas de solda são depositadas até cobertura da cavidade. E para finalizar é feito o acabamento superficial por esmerilhamento. A Figura 2.19 mostra as etapas da técnica (Aloraier et al, 2010).

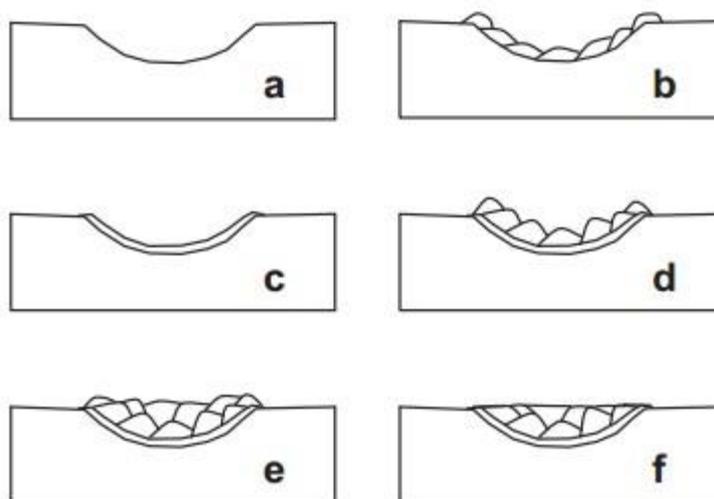


Figura 2.19 Etapas da técnica half-bead (Aloraier, 2010).

Uma das diferenças entre a técnica *half-bead* e TBW é que na última não é feita a remoção de metade da primeira camada de solda. A última técnica descrita no trabalho é reparo à frio, onde é eliminada a necessidade de preaquecimento (Aloraier et al, 2010).

O trabalho realizado por Rosas (2010) teve como objetivo principal analisar e validar modelos que explicam o comportamento de reparos tipo luva em dutos com defeitos caracterizados por perda de espessura. Um dos reparos tipo luva estudado foi o reparo de material compósito.

Considerando um duto com perda de material por corrosão, os reparos feitos por material compósito consiste em envolver o trecho corroído com mangas de materiais

compostos formados por uma matriz de resina reforçada com fibra, vide Figura 2.20 (Rosas, 2010).

A técnica estudada por Silva (2008) para o reparo de dutos é a de dupla calha com enchimento, que consiste envolver o trecho danificado com uma luva de diâmetro interno maior que o diâmetro externo do duto, deixando um espaço anular entre o duto e a calha onde é injetado resina sob pressão.



Figura 2.20 Reparo com material compósito (Rosas, 2010).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Há uma dificuldade na avaliação da distribuição de tensão na região recuperada (entalhe) por solução analítica tradicional. Assim, um método numérico para resolução das equações diferenciais de modo aproximado torna-se importante.

O método numérico escolhido para aplicação no presente trabalho foi o Método de Elementos Finitos. Este método foi de grande importância na determinação da nova distribuição de tensão em tubulações recuperadas sujeitas a pressão interna e na verificação da estabilidade destas tensões. A partir da determinação das tensões na região da trinca utilizando o MEF foi possível avaliar se a nova distribuição de tensão da peça recuperada é estável, já que a instabilidade de uma trinca no fundo do entalhe pode levar a falha catastrófica.

#### 3.1 Definição do Material

Os materiais mais usados em projetos de vasos de pressão são os aços carbono, aços liga e aços inoxidáveis, abrangendo uma ampla faixa de temperatura entre – 250 °C e 1100 °C.

Foi utilizado o aço AISI 316H, um aço austenítico, típico para aplicação em altas temperaturas e em ambientes corrosivos devido a sua resistência à oxidação. Sua composição química e propriedades mecânicas são apresentadas nas tabelas 3.1 e 3.2, respectivamente.

Tabela 3.1 Composição química do aço AISI 316H (Neolider, 2015).

AISI	Composição química %							
	C	Mn <sub>Máx</sub>	Si <sub>Máx</sub>	P <sub>Máx</sub>	S <sub>Máx</sub>	Cr	Ni	Mo
316H	0,04 a 0,10	2	0,75	0,045	0,03	16 a 18	10 a 14	2 a 3

Tabela 3.2 Propriedades mecânicas do aço AISI 316H.

Propriedades Mecânicas	Valor Mínimo
Módulo de Elasticidade (Bernad, 1989)	192 GPa
Coefficiente de Poisson (Bernad, 1989)	0,29
Limite de Escoamento (Bernad, 1989)	205 MPa
Limite de Resistência à Tração (Bernad, 1989)	515 Mpa

### 3.2 Seção Simulada

O estudo utilizará uma tubulação metálica de parede grossa para análise. Foram estudadas duas geometrias. A primeira é uma seção circular apresentando uma trinca interna e a segunda uma seção circular com entalhe e uma trinca na raiz do entalhe, conforme Figura 3.1 e Figura 3.2 respectivamente, onde os raios interno e externo são, respectivamente,  $r_i$  e  $r_o$ ,  $w$  é a espessura da parede,  $p_i$  é a pressão interna, “ $a$ ” é o tamanho da trinca e  $\rho$  é o raio do entalhe.

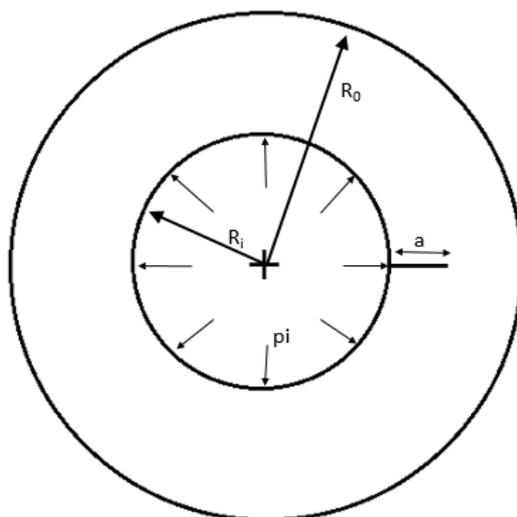


Figura 3.1 Representação da geometria sem entalhe.

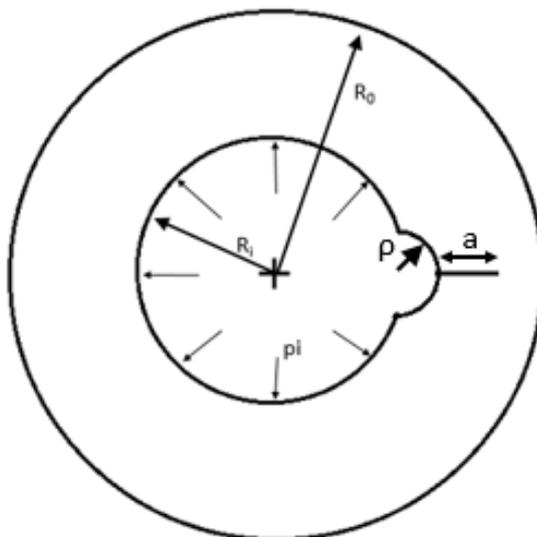


Figura 3.2 Representação da geometria com entalhe.

### 3.3 Definição do Elemento / Estado de Tensão

Devido a limitação da memória RAM dos computadores disponíveis para modelagem em 3D, o modelo utiliza o 2D. Cada elemento no refinamento tem no máximo 9 nós.

Na simulação em elementos finitos, foi utilizado um tubo com aplicação de pressão perpendicular à sua longitudinal. Sendo assim, pode-se assumir que se trata de um estado plano de deformações já que as deformações na direção longitudinal no meio do tubo são consideradas zero.

### 3.4 Refinamento da Malha

A densidade de malha aumenta com a quantidade de elementos em uma dada região. O refinamento da malha ocorre quando a malha é modificada de uma análise para outra a fim de convergir os resultados. Geralmente, há convergência do resultado com o aumento da densidade de malha nas áreas de alto gradiente de tensão e/ou onde há mudança brusca na geometria. Normalmente, mas não sempre, os resultados pelo método de elementos finitos convergem para resultados exatos quanto mais refinada é a malha (Budynas, 1999). Porém, quanto maior este refino, maior é o esforço computacional e tempo requeridos para que a máquina resolva o sistema linear de equações.

A título de exemplo, as figuras abaixo ilustram, respectivamente, as malhas utilizadas nas simulações sem entalhe (Figura 3.3) e com entalhe (Figura 3.4).

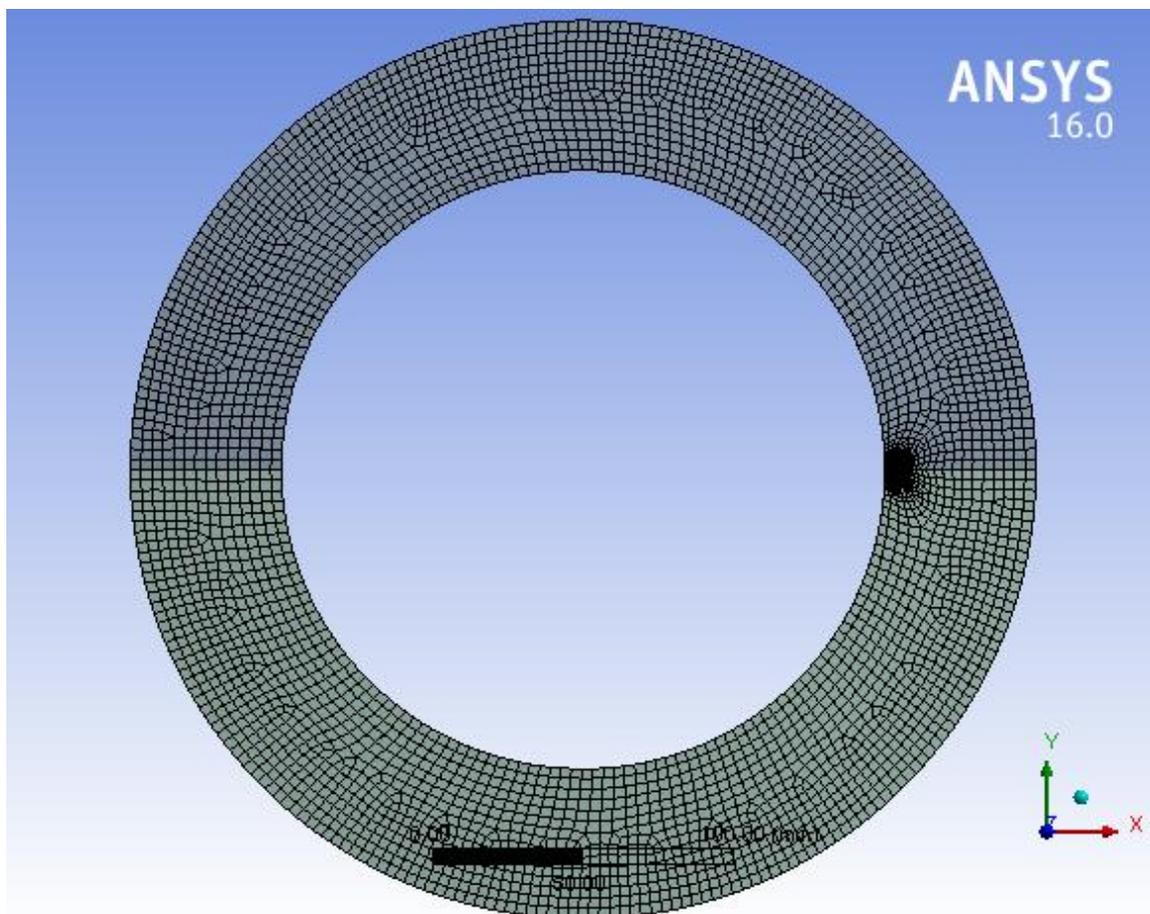


Figura 3.3 Malha sem entalhe

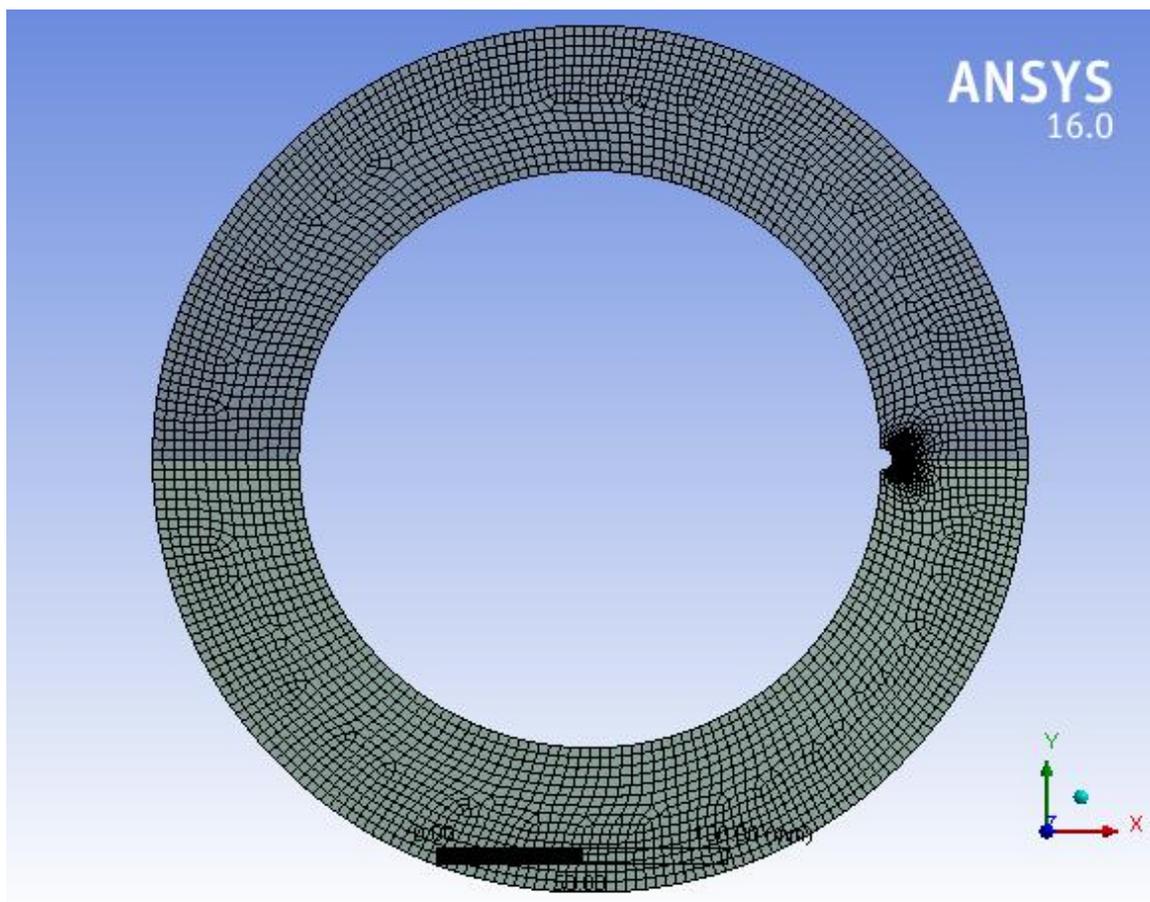


Figura 3.4 Malha com entalhe.

As regiões com grande refinamento são necessárias devido à presença de uma trinca, cuja malha pode ser melhor visualizada na Figura 3.5. Na vizinhança da ponta da trinca, a região de elementos mapeados possui 16 nós distribuídos uniformemente na direção radial e 72 nós na direção tangencial. Esta possui 1,2 mm de raio, o que resulta em 1152 elementos. Em torno desta região, existe uma área de transição com elementos variando de 0,075 mm, próximo a trinca, a 25 mm, nas regiões mais afastadas da trinca.

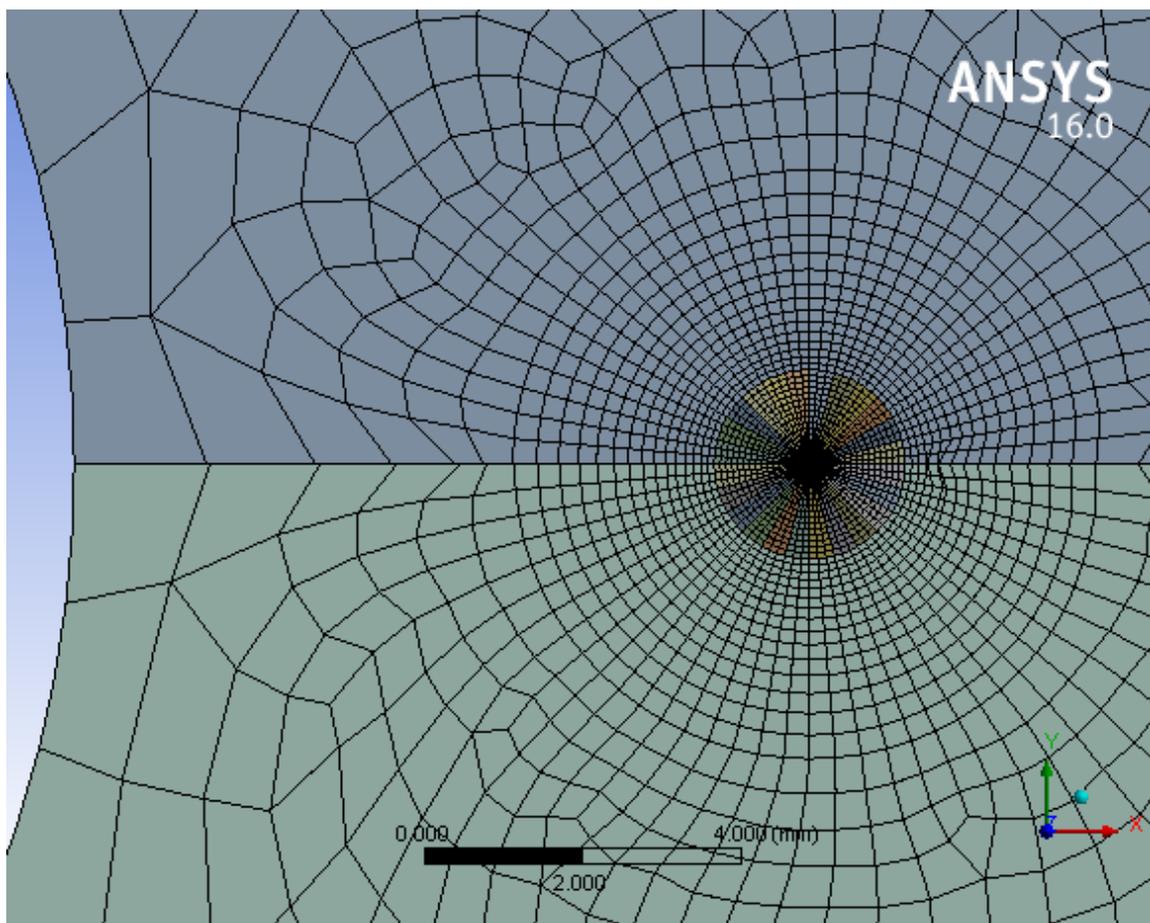


Figura 3.5 Refinamento da trinca

### 3.5 Condições de Contorno

As condições de contorno utilizadas nas análises do presente trabalho são bastante simples, compreendendo a aplicação de uma pressão constante de 3 MPa no interior da seção do duto e nas paredes da trinca, além da imposição de uma condição de deslocamento nulo no ponto extremo a esquerda do modelo para prevenir movimento de corpo rígido do sistema.

### 3.6 Critério de Convergência

O critério de convergência adotado foi de uma variação inferior a 3% para se considerar a solução como convergida. Este valor foi estimado considerando a capacidade de memória RAM dos computadores atualmente disponíveis e a necessidade de refinamento localizado para maior acurácia.

### 3.7 Programa Utilizado

A ferramenta utilizada para simulação da peça foi o Ansys Mechanical. Este trata-se de um programa comercial em que uma das funções é o auxílio na simulação de estruturas sob carregamento. O Ansys resolve as equações diferenciais utilizando o método de aproximação de Elementos Finitos.

### 3.8 Casos Estudados

Neste trabalho foram considerados dois casos. No primeiro foi simulado uma tubulação com pressão na superfície interna,  $p_i = 3$  MPa, e uma trinca interna. O segundo caso avalia uma tubulação submetido à mesma pressão interna com um entalhe e uma trinca no fundo do entalhe.

Foram avaliadas seis razões de raio do tubo. São eles  $R_o/R_i = 1,25, 1,50, 1,75, 2,00, 2,50$  e  $3,00$ . No primeiro caso, para cada razão de raio do tubo, foram analisadas oito razões de trinca em relação à espessura nominal da parede da tubulação ( $a/w$ ) =  $0,05, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6$  e  $0,7$ . Onde “a” é o tamanho da trinca e “w” é a espessura nominal do tubo.

No segundo caso, para cada razão de raios do tubo, foram avaliados os seguintes entalhes ( $\rho/w$ )  $0,013, 0,026, 0,075, 0,150, 0,226$  e  $0,300$ . Onde, “ $\rho$ ” representa o raio do entalhe e “w” corresponde a espessura nominal do tubo. E cada um destes entalhes, foram avaliadas as trincas descritas no primeiro caso.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Avaliação do Modelo

Como esperado, a convergência dos resultados da integral J foi obtida com um menor refinamento, enquanto o fator de intensidade de tensão não houve convergência. Conforme os gráficos da figura 4.1 e 4.2 mostram a convergência de malha para a Integral J e para  $K_I$ , respectivamente. Assim, como o material tratado no presente trabalho é elastoplástico, através da equação ( 2.14 ) é feita uma correlação com o  $K_I$ .

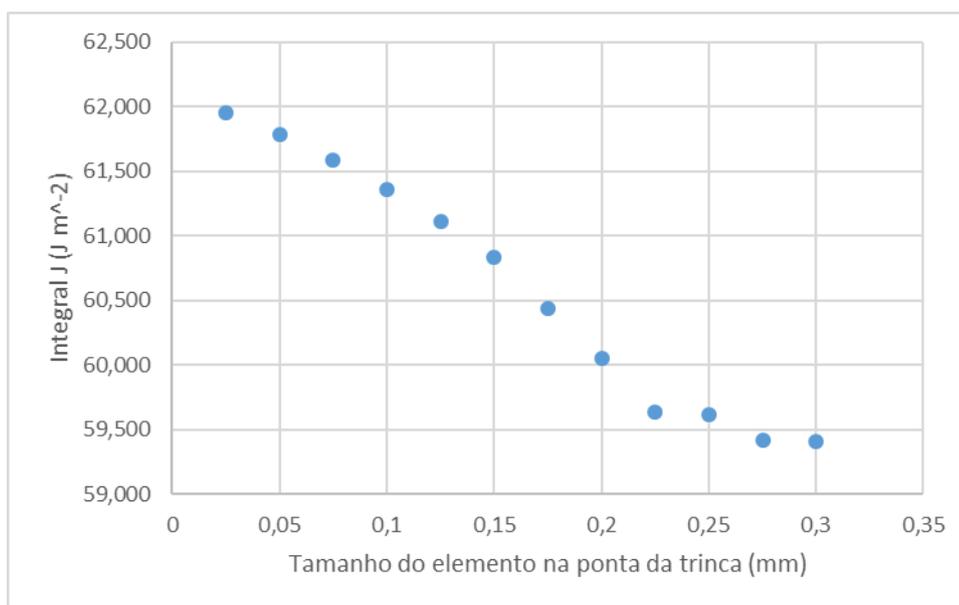


Figura 4.1 Convergência de malha para a Integral J.

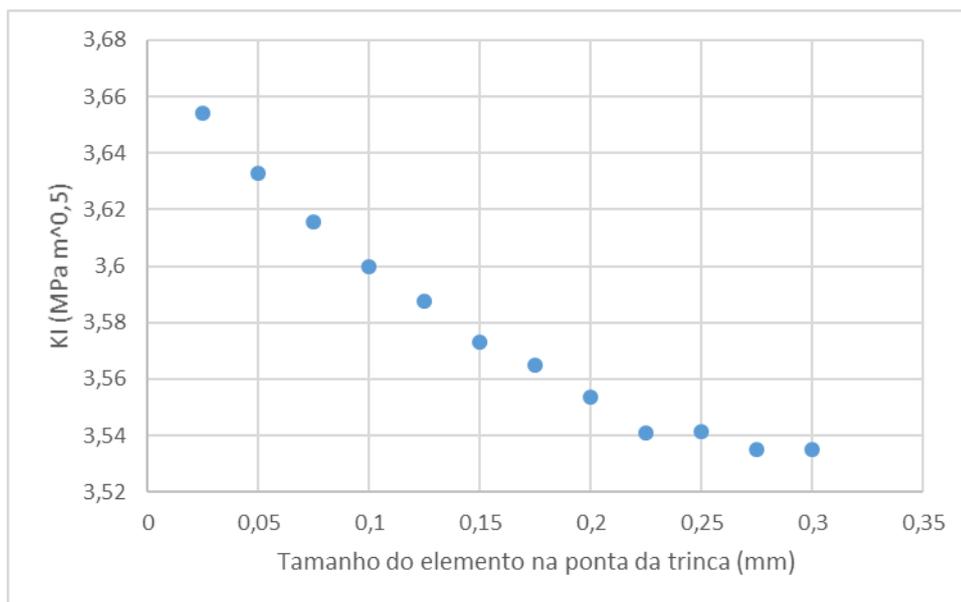


Figura 4.2 Convergência de malha para o fator de intensidade de tensão.

#### 4.1.1 Tubo sem entalhe

Foi analisada uma tubulação submetida a pressão interna,  $p_i = 3$  MPa, e uma trinca na parede interna e foi realizada a comparação entre os resultados do método de elementos finitos (MEF) e a solução por método de função peso dada por Wu através da equação ( 2.19 ). Foram simuladas oito razões de tamanho de trinca,  $a/w = 0,05, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6$  e  $0,7$ . Onde “a” é o tamanho da trinca e “w” é a espessura nominal do tubo.

A Figura 4.3 representa a comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  (Wu) para cada razão de tamanho de trinca,  $a/w$ .

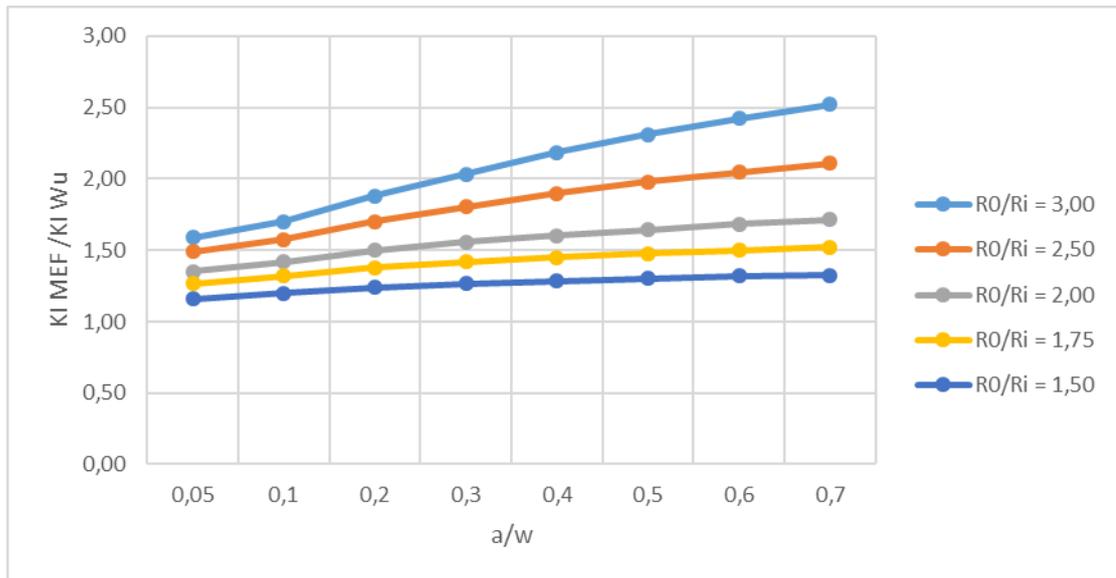


Figura 4.3 Comparação entre o fator de intensidade de tensão KI MEF e o fator de intensidade de tensão KI Wu para cada razão de tamanho de trinca, a/w.

O comportamento das curvas na Figura 4.3 mostra que a formulação de Wu não é conservadora apresentando resultados para o fator de intensidade de tensão menores que os encontrados pelo método de elementos finitos. Este fenômeno se mostra mais acentuado para espessuras de parede maiores provavelmente devido a termos de segunda ordem que não são considerados pela formulação linear.

Como descrito no Método de Função Peso, item 2.3.6, para cálculo do  $K_I$  é utilizado um fator de correção  $f(a/w)$ . Utilizando a fórmula, foi calculado  $f(a/w)$  para o  $K_I$  encontrado no método de elementos finitos. As tabelas

Tabela 4.1 e Tabela 4.2 mostram o  $f(a/w)$  encontrado na literatura segundo Wu e o  $f(a/w)$  calculado para MEF.

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a W} \cdot f(a/w) \quad (4.1)$$

Tabela 4.1 Comparação do  $f(a/w)$  para MEF e Wu.

a	$R_o/R_i$					
	1,25		1,50		1,75	
	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu
0,05	1,152	1,120	1,270	1,097	1,359	1,073
0,1	1,212	1,148	1,321	1,102	1,391	1,055
0,2	1,364	1,260	1,434	1,156	1,460	1,061
0,3	1,578	1,436	1,584	1,250	1,556	1,097
0,4	1,859	1,679	1,767	1,375	1,672	1,153
0,5	2,216	1,990	1,977	1,517	1,804	1,222
0,6	2,647	2,357	2,206	1,670	1,951	1,301
0,7	3,132	2,766	2,450	1,847	2,123	1,396

Tabela 4.2 Comparação do  $f(a/w)$  para MEF e Wu.

a	$R_o/R_i$					
	2,00		2,50		3,00	
	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu	$f(a/w)$ MEF	$f(a/w)$ Wu
0,05	1,423	1,051	1,497	1,005	1,528	0,962
0,1	1,433	1,010	1,465	0,929	1,460	0,858
0,2	1,461	0,975	1,425	0,838	1,371	0,730
0,3	1,513	0,972	1,420	0,787	1,335	0,656
0,4	1,585	0,988	1,441	0,759	1,333	0,610
0,5	1,673	1,017	1,487	0,752	1,362	0,589
0,6	1,781	1,059	1,561	0,763	1,422	0,587
0,7	1,923	1,123	1,678	0,795	1,528	0,606

As tabelas Tabela 4.3 e Tabela 4.4 apresentam os resultados do fator de intensidade de tensão de elementos finitos e da formulação de Wu para todos os casos analisados.

Tabela 4.3 Fator de intensidade de tensão de MEF e da formulação do Wu para todos os casos analisados.

a	$R_o/R_i$					
	1,25		1,50		1,75	
	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )
0,05	0,986	0,959	0,878	0,758	0,872	0,688
0,1	1,468	1,390	1,291	1,077	1,262	0,957
0,2	2,337	2,158	1,982	1,598	1,873	1,361
0,3	3,310	3,012	2,683	2,116	2,445	1,723
0,4	4,504	4,066	3,455	2,688	3,033	2,091
0,5	6,001	5,388	4,321	3,315	3,658	2,478
0,6	7,853	6,991	5,282	3,998	4,335	2,890
0,7	10,037	8,861	6,337	4,776	5,095	3,349

Tabela 4.4 Fator de intensidade de tensão de MEF e da formulação do Wu para todos os casos analisados.

a	$R_o/R_i$					
	2,00		2,50		3,00	
	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ MEF (MPa m <sup>0,5</sup> )	$K_I$ Wu (MPa m <sup>0,5</sup> )
0,05	0,891	0,658	0,952	0,639	1,015	0,639
0,1	1,270	0,895	1,318	0,835	1,372	0,806
0,2	1,831	1,222	1,812	1,066	1,823	0,970
0,3	2,323	1,492	2,211	1,226	2,173	1,068
0,4	2,809	1,751	2,593	1,365	2,507	1,146
0,5	3,315	2,015	2,990	1,512	2,862	1,238
0,6	3,866	2,298	3,439	1,680	3,274	1,351
0,7	4,508	2,632	3,993	1,891	3,801	1,507

A Figura 4.4 representa o comportamento do fator de intensidade de tensão para diferentes tamanhos de trinca,  $a/w$ . Para trincas de comprimento pequeno (até aproximadamente 20% da espessura da parede do tubo), os resultados de elementos finitos mostram que a espessura de parede não influenciam no  $K_I$ . No entanto, para comprimentos maiores de trinca os efeitos das deformações presentes passam a dominar o comportamento do fenômeno, o que justifica a discrepância encontrada entre as diferentes espessuras de parede.

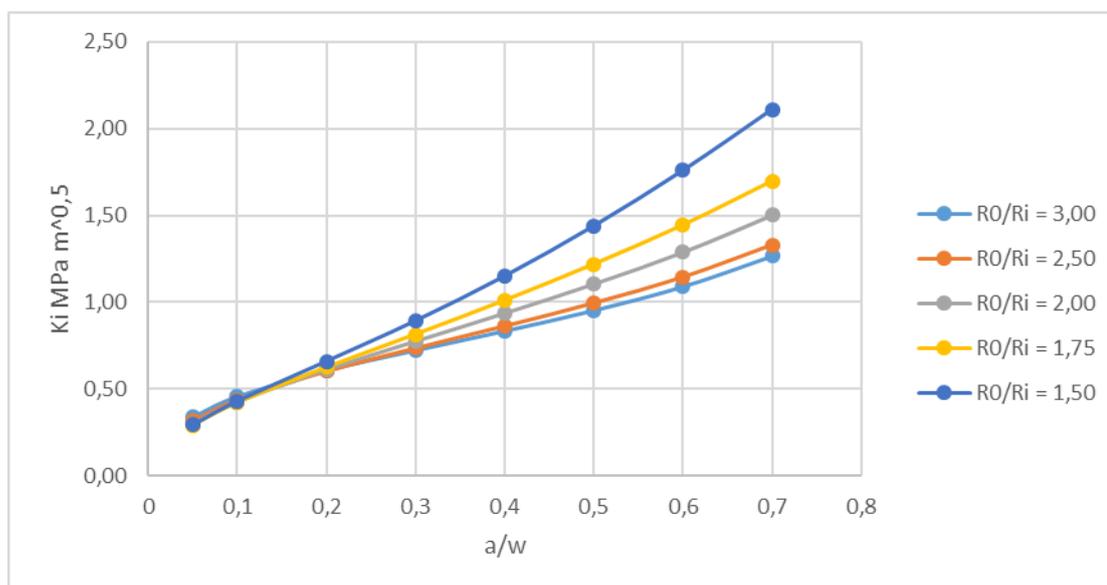


Figura 4.4 Comportamento do fator de intensidade de tensão para diferentes tamanhos de trinca.

#### 4.1.2 Tubo com entalhe

Neste caso, foi analisada uma tubulação submetida a pressão interna,  $p_i = 3$  MPa, apresentando um entalhe e uma trinca no fundo do entalhe. Foram avaliados sete tamanhos de entalhe na tubulação. São eles:  $\rho/w = 0,013, 0,026, 0,05, 0,075, 0,15, 0,225, 0,30$ . Onde,  $\rho$  representa o raio do entalhe e  $w$  corresponde a espessura nominal do tubo. E, para cada tamanho de entalhe, foram analisados oito tamanhos de trinca,  $a/w = 0,05, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6$  e  $0,7$ .

##### 4.1.2.1 Análise dos resultados de elementos finitos

Os gráficos das Figura 4.5 até Figura 4.9 representam os resultados de fator de intensidade de tensão  $K_I$  obtidos pelo método de elementos finitos em função da soma do raio do entalhe com o comprimento da trinca pela espessura de parede. Fisicamente podemos interpretar esta quantidade como a profundidade relativa de trinca, ou seja, o quanto a extremidade da trinca está adentrada na parede do duto, ou o quanto da espessura do duto está comprometida pela presença da trinca.

As curvas das Figura 4.5 até Figura 4.9 convergem em uma única curva conforme a profundidade relativa de trinca cresce, porém, divergem para valores de profundidade relativa de trinca menores. Como, para cada curva, o raio do entalhe é

constante, esta divergência sugere que comprimentos de trinca relativamente pequenos em relação ao raio do entalhe sejam responsáveis por tais discrepâncias. Pode ser observado que o fator de intensidade de tensão depende do raio do entalhe apenas para trincas de comprimento muito pequeno. Este comportamento é observado para outras razões de raio externo sobre raio interno.

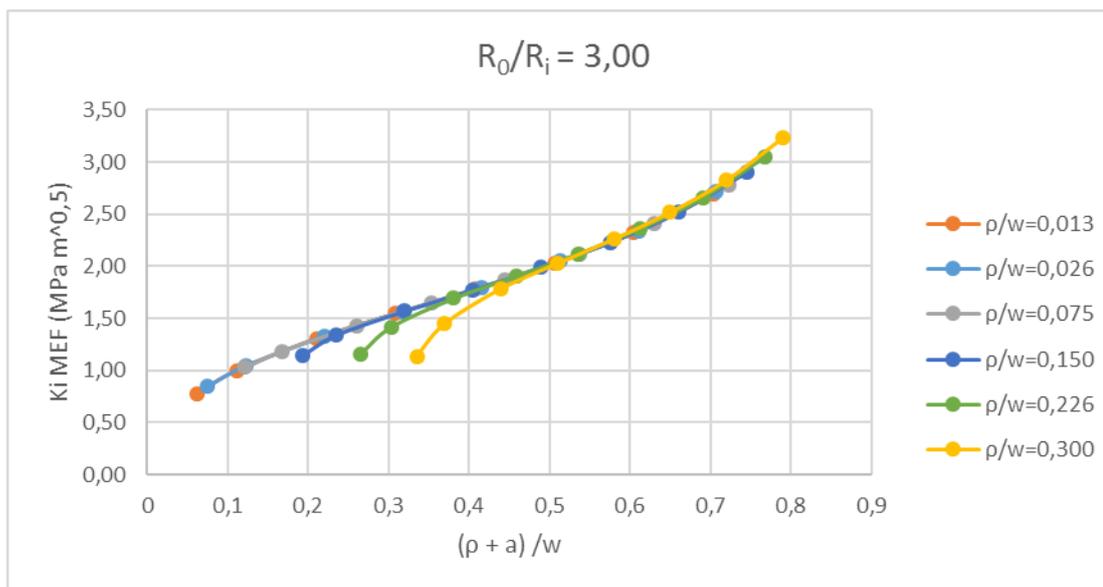


Figura 4.5 Resultados de fator de intensidade de tensão  $K_i$  obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 3,00$ ).

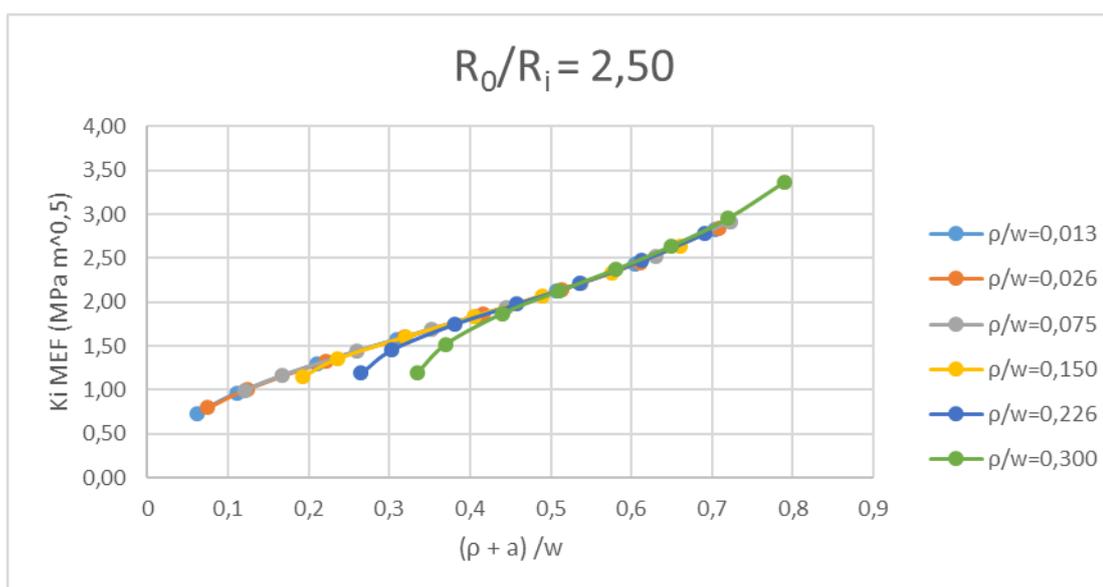


Figura 4.6 Resultados de fator de intensidade de tensão  $K_i$  obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 2,50$ ).

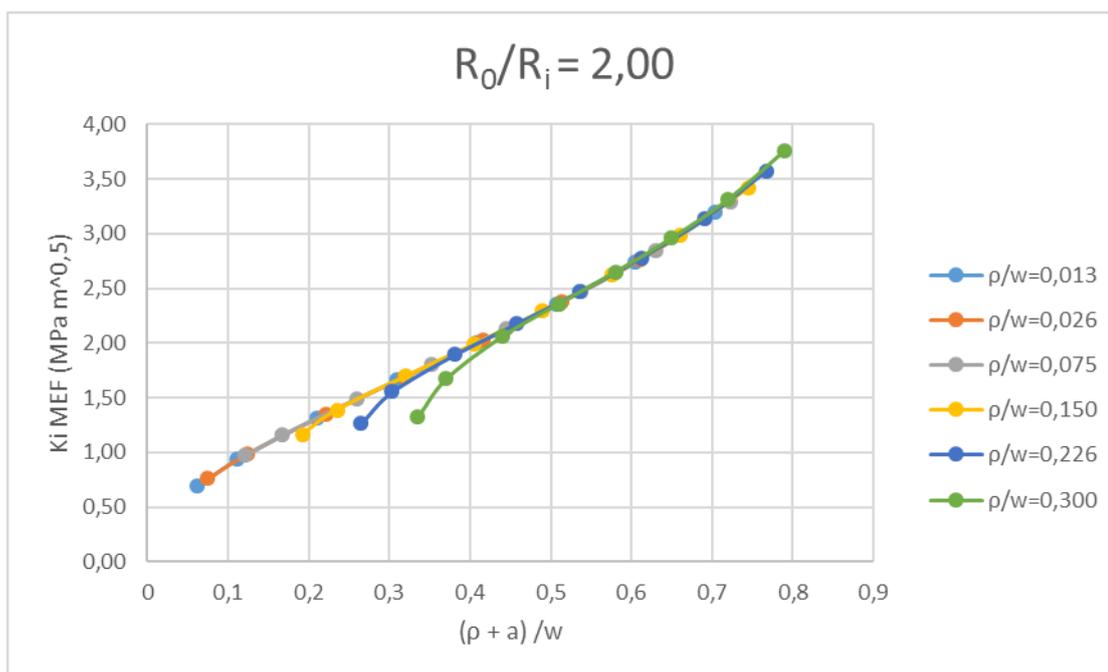


Figura 4.7 Resultados de fator de intensidade de tensão  $K_i$  obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 2,00$ ).

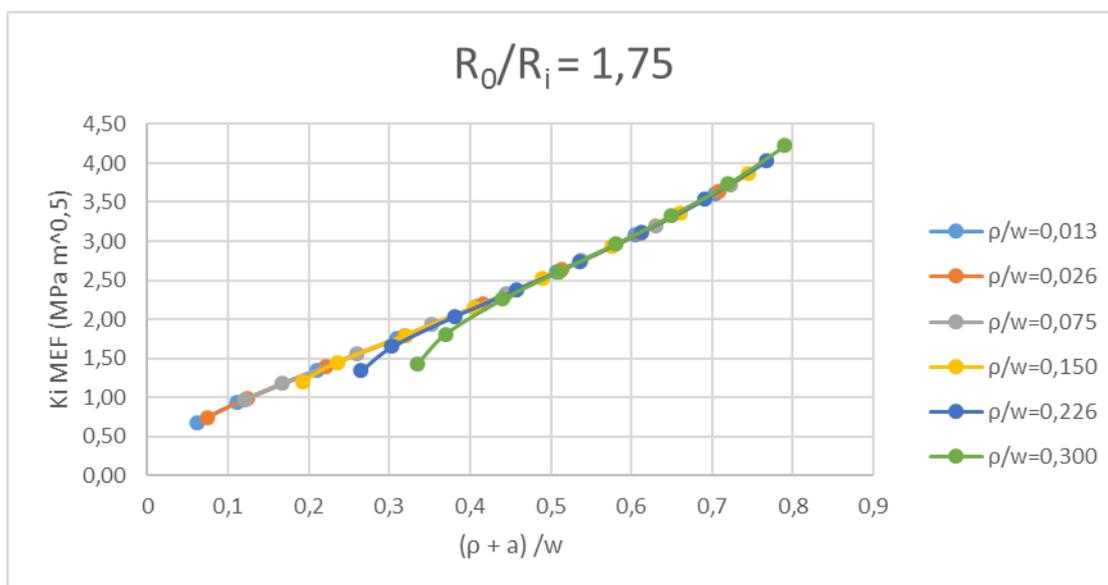


Figura 4.8 Resultados de fator de intensidade de tensão  $K_i$  obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 1,75$ ).

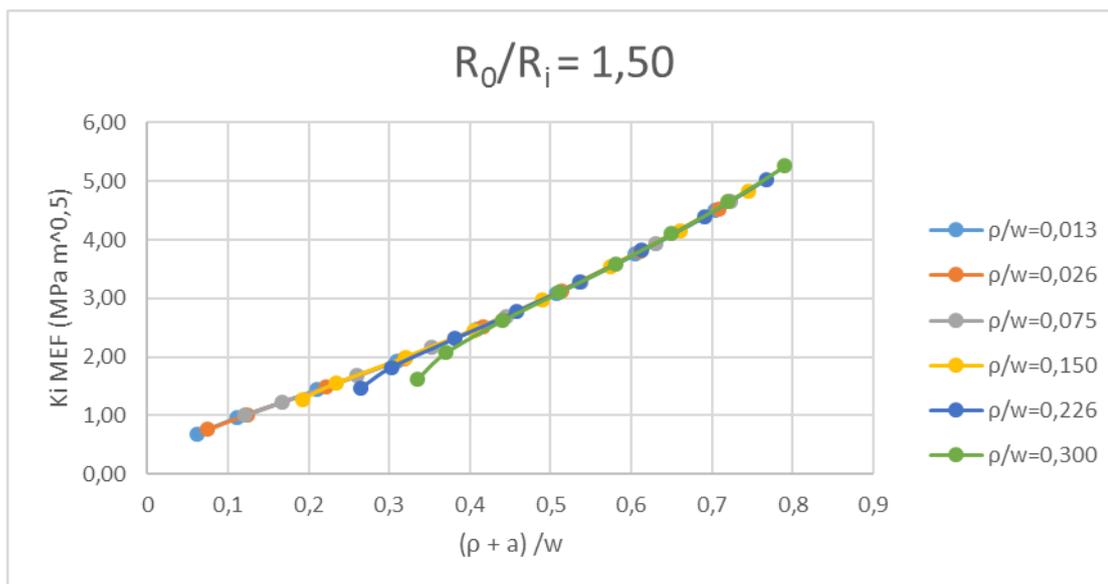


Figura 4.9 Resultados de fator de intensidade de tensão  $K_I$  obtidos pelo método de elementos finitos por profundidade relativa de trinca ( $R_0/R_i = 1,50$ ).

Com o objetivo de analisar a influência do entalhe no fator de intensidade de tensão, a Tabela 4.5 foi montada, onde, para cada curva presente nas figuras acima, o “ponto de convergência” (ou seja, a profundidade relativa de trinca a partir da qual uma determinada curva passa a se confundir com as demais) é listado em função da razão entre o raio do entalhe e a razão de raios do duto.

Tabela 4.5 Influência do entalhe no fator de intensidade de tensão

$R_o/R_i$	Comprimento relativo do entalhe $\rho/w$	Profundidade relativa de trinca $(\rho + a)/w$	Ponto de convergência $a/\rho$
3,00	0,150	0,26	2,73
3,00	0,226	0,40	2,77
3,00	0,300	0,53	2,77
2,50	0,150	0,25	2,67
2,50	0,226	0,39	2,73
2,50	0,300	0,50	2,67
2,00	0,150	0,25	2,67
2,00	0,226	0,39	2,73
2,00	0,300	0,51	2,70
1,75	0,150	0,25	2,67
1,75	0,226	0,39	2,73
1,75	0,300	0,50	2,67
1,50	0,150	0,25	2,67
1,50	0,226	0,39	2,73
1,50	0,300	0,50	2,67

É interessante observar que ponto de convergência apresenta pouca dependência com a razão de raios do duto, dependendo apenas do comprimento relativo do entalhe. Além, disso, a última coluna da tabela mostra que o comprimento da trinca relativo ao raio do entalhe,  $a/\rho$ , não depende nem mesmo do raio do entalhe, apresentando um valor médio de 2,7, com um desvio padrão de 1,3%, para todos os casos analisados. Este resultado concorda parcialmente com os trabalhos de Fett (2005), Carolan (2011) e Schindler (2014), pois, embora o valor de  $a/\rho$  para o ponto de convergência encontrado na presente análise seja diferente do valor encontrado por estes autores  $a > 2\rho$ , neste trabalho também foi observado o fato notável de que  $a/\rho$  permanece razoavelmente constante para diferentes valores de espessura de parede e de raio de entalhe. Em termos fenomenológicos, para  $a > 2,7\rho$ , a tensão devido ao entalhe passa a ser desprezível em relação a tensão devido a trinca.

#### **4.1.2.2 Comparação com a literatura (formulação linear elástica para pequenas deflexões)**

As curvas da Figura 4.10 até Figura 4.14 representam a comparação entre o método de elementos finitos e o método de função peso desenvolvido por Wu. Pode-se

observar nos gráficos que os resultados de Wu dependem da espessura da parede do duto, ou seja, da razão de raios. A formulação de Wu apresenta variação nos valores de fator de intensidade de tensão para mais e menos em relação ao MEF para razão de raios do duto.

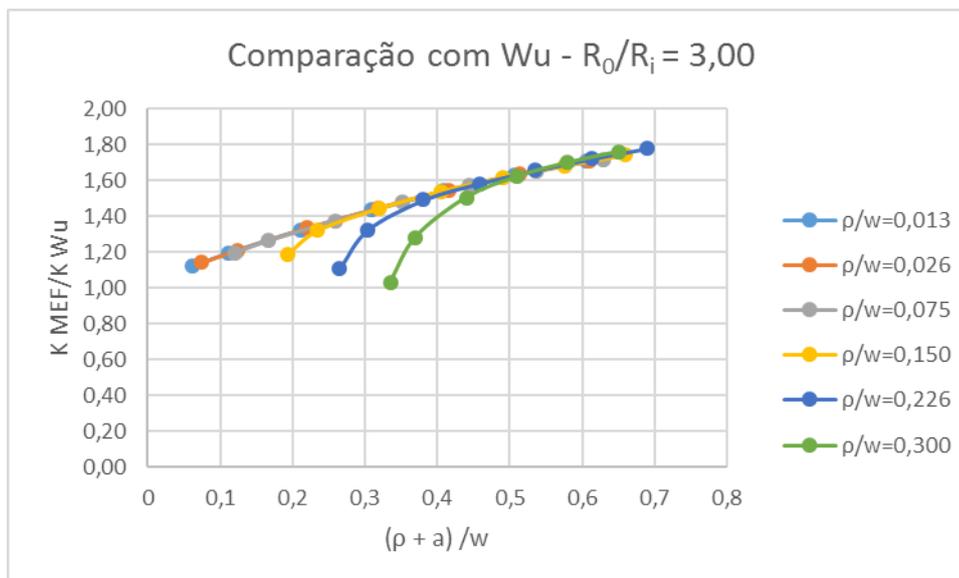


Figura 4.10 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_i$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_i$  Wu para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a)/w$  ( $R_0/R_i = 3,00$ ).

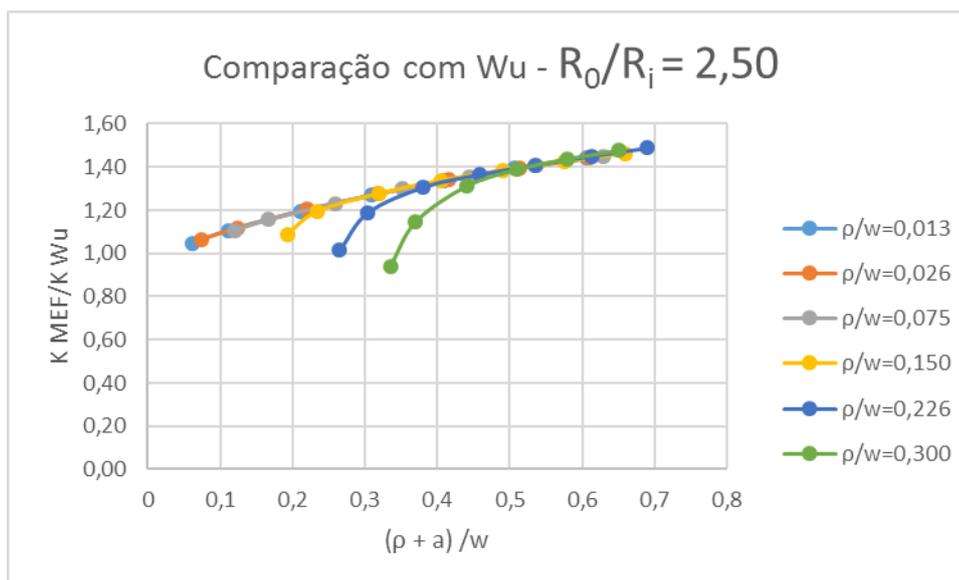


Figura 4.11 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_i$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_i$  Wu para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a)/w$  ( $R_0/R_i = 2,50$ ).

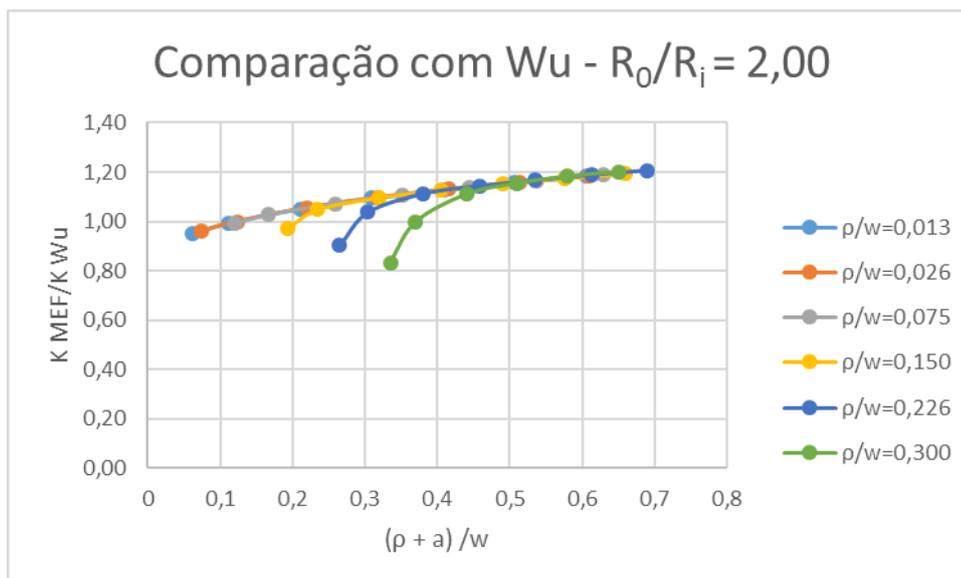


Figura 4.12 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Wu para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 2,00$ ).

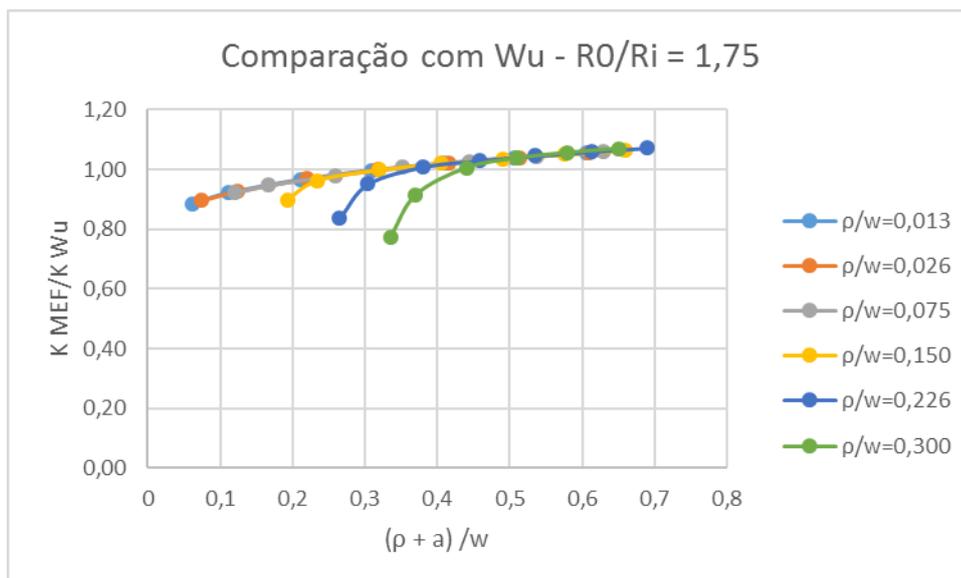


Figura 4.13 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Wu para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,75$ ).

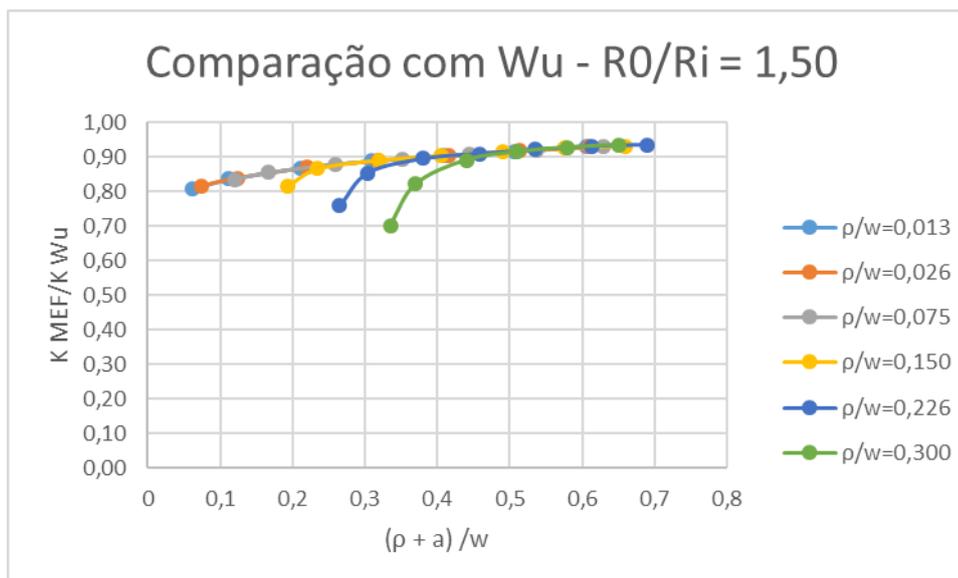


Figura 4.14 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Wu para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,50$ ).

Uma segunda comparação com a literatura foi realizada para solução elíptica com trinca descrita no item 2.3.7.1. As curvas das Figura 4.15 até Figura 4.24 representam a comparação dos resultados obtidos da análise por elementos finitos e os resultados obtidos por esta solução. Primeiro foi realizada uma análise com Nishitani 1 que considera  $c/b = 1$ , para o caso estudado. E em seguida com Nishitani 2 que considera  $c/b \rightarrow \infty$ . O autor Nishitani (1973) faz uso de uma geometria plana (placa semi-infinita plana). O presente trabalho trata de uma geometria cilíndrica e o modelo de Nishitani, embora implemente uma solução que se origina de um entalhe, este defeito está incluído em uma placa plana submetida a um campo de tensão constante e remoto. A comparação entre esses dois casos aparentemente desconectados permitiu a observação da veracidade da solução pelo método de elementos finitos dada à não discrepância exagerada de soluções clássicas.

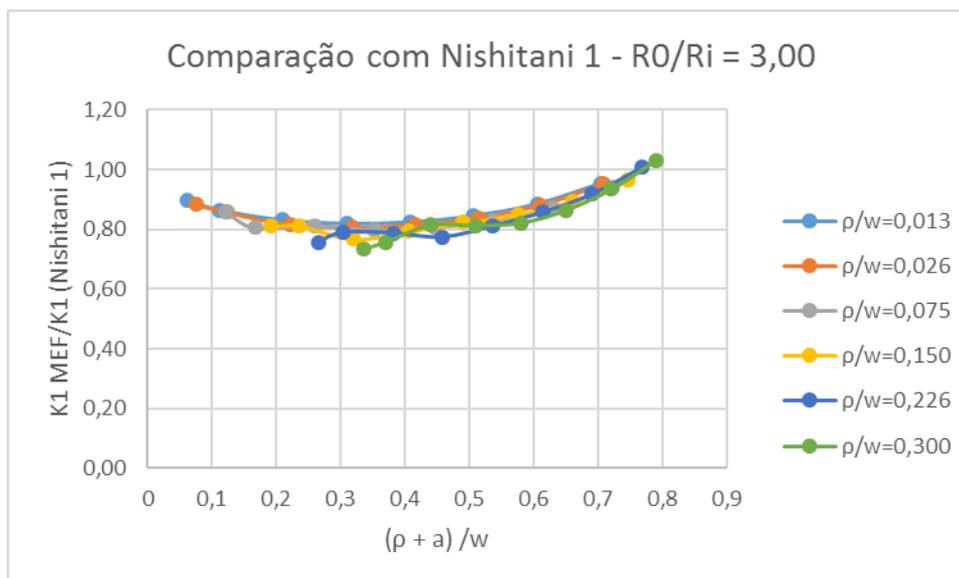


Figura 4.15 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 3,00$ ).

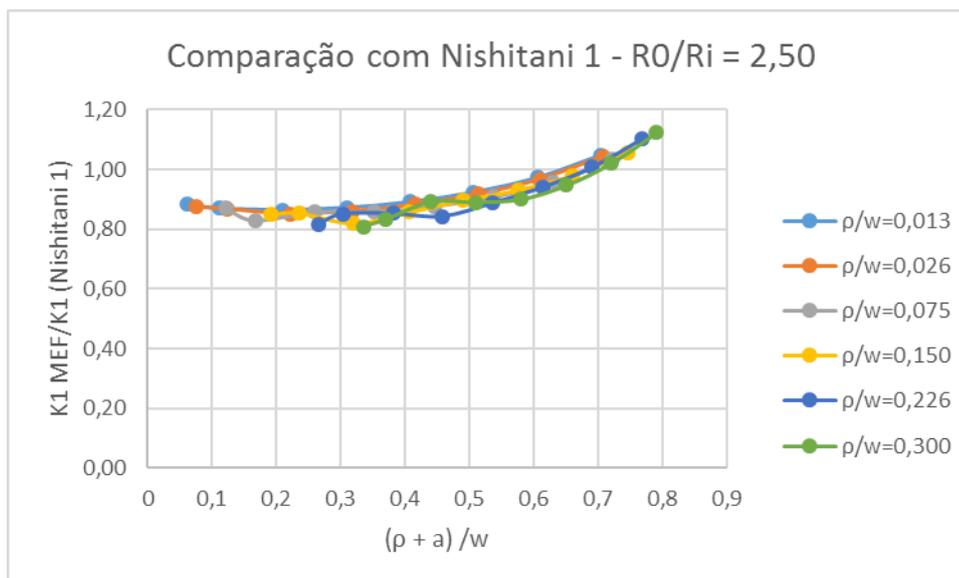


Figura 4.16 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 2,50$ ).

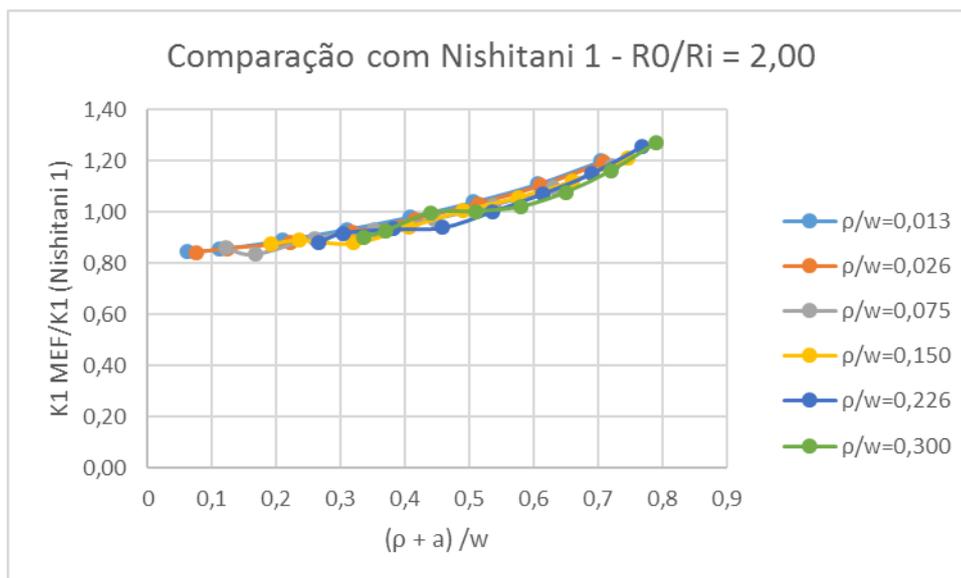


Figura 4.17 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_1$  Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 2,00$ ).

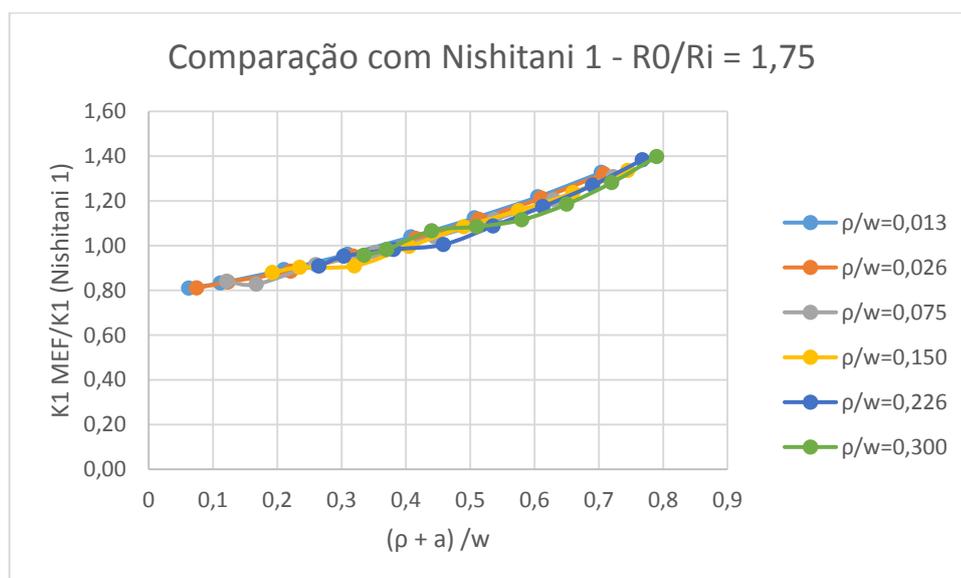


Figura 4.18 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_1$  Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,75$ ).

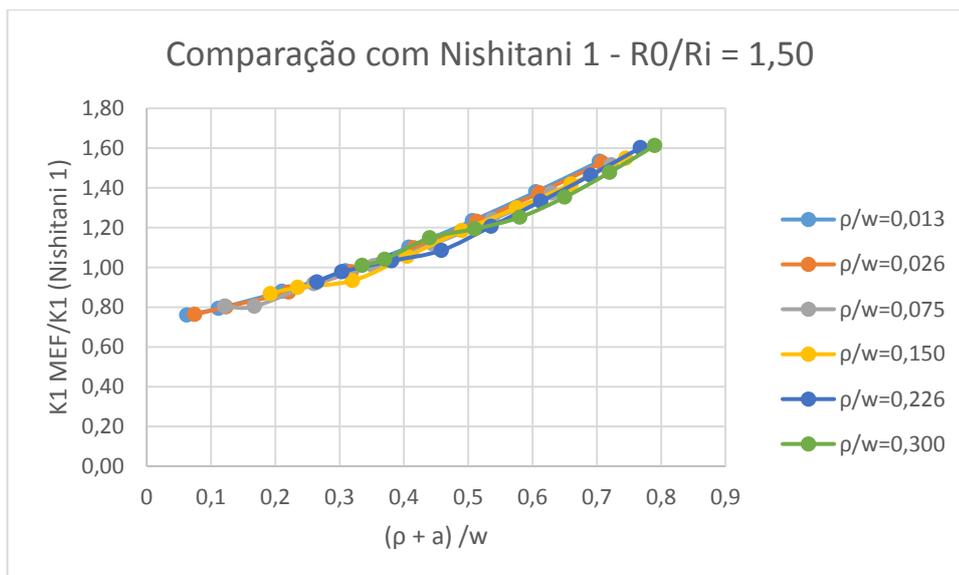


Figura 4.19 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_1$  Nishitani 1 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,50$ ).

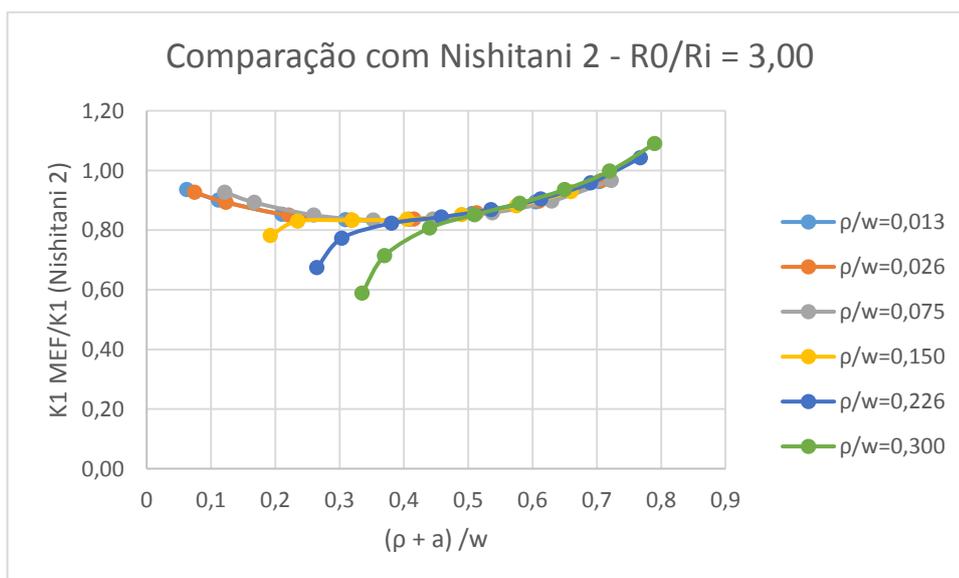


Figura 4.20 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_1$  Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 3,00$ ).

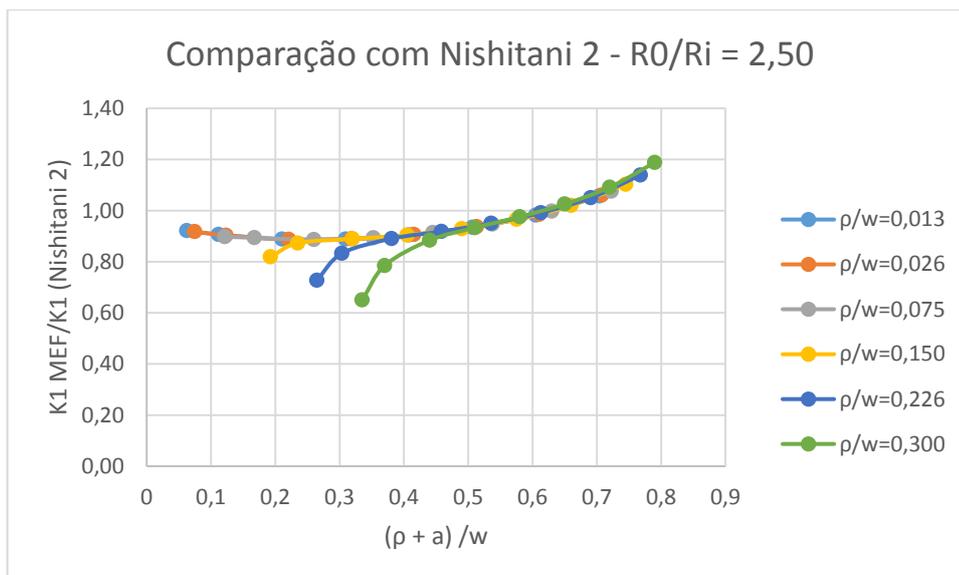


Figura 4.21 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1 \text{ MEF}$  e o fator de intensidade de tensão  $K_1 \text{ Nishitani 1}$  para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 2,50$ ).

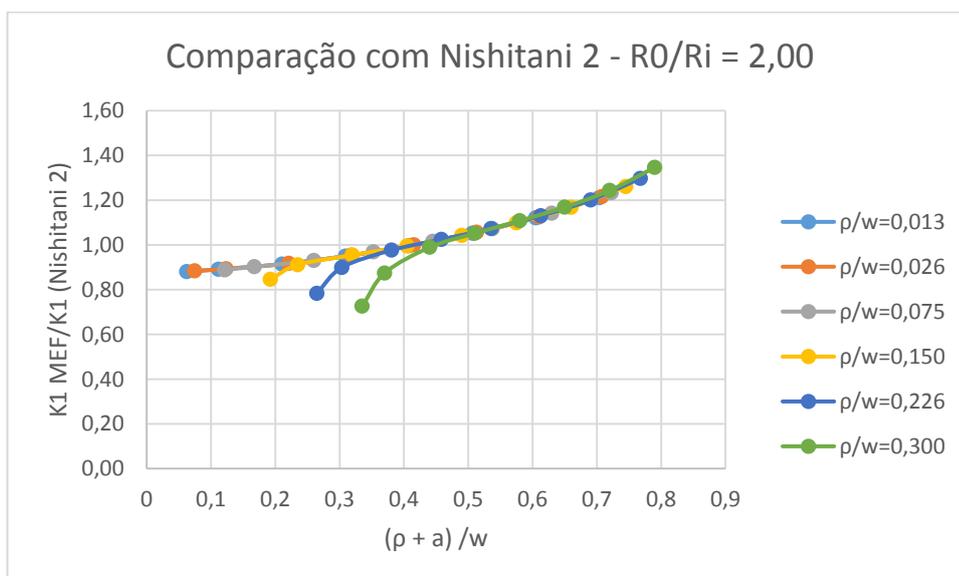


Figura 4.22 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_1 \text{ MEF}$  e o fator de intensidade de tensão  $K_1 \text{ Nishitani 2}$  para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 2,00$ ).

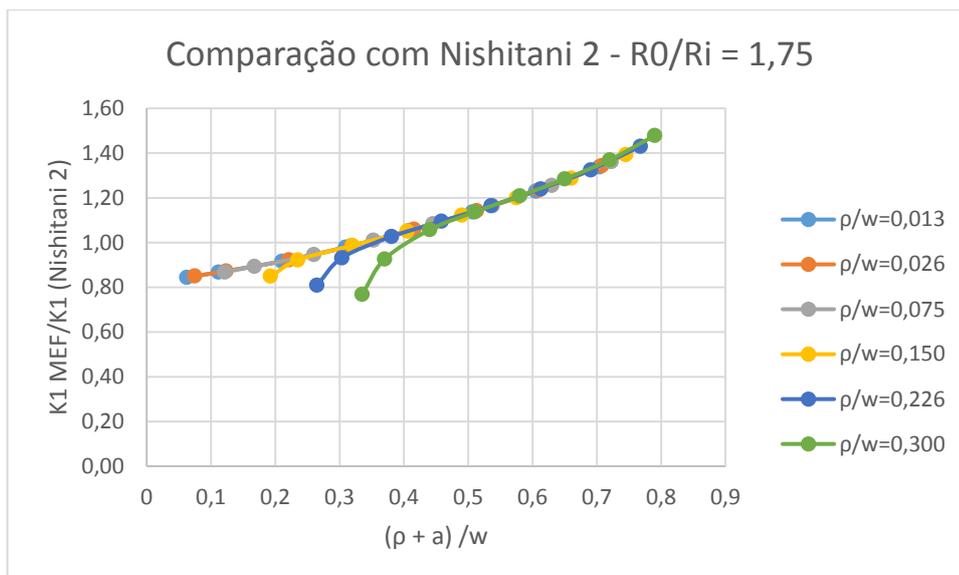


Figura 4.23 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,75$ ).

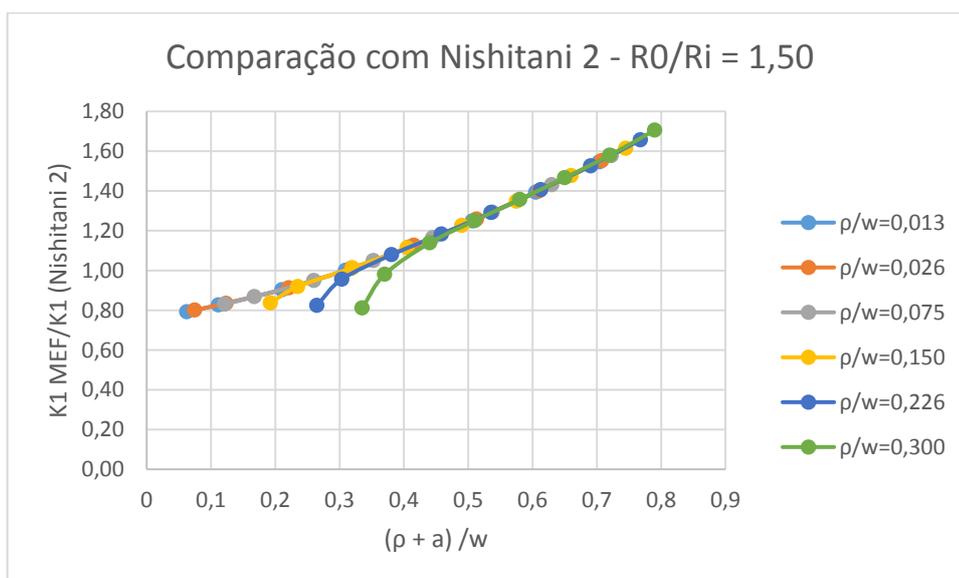


Figura 4.24 Comparação entre o fator de intensidade de tensão  $K_I$  MEF e o fator de intensidade de tensão  $K_I$  Nishitani 2 para profundidade relativa de trinca,  $(\rho + a) / w$  ( $R_0/R_i = 1,50$ ).

### 4.1.3 Tenacidade a fratura de alguns aços

A tabela 4.6 apresenta alguns valores de tenacidade a fratura ( $K_{IC}$ ) em temperatura ambiente para aços comumente usados na indústria mecânica.

Tabela 4.6 Tenacidade a fratura ( $K_{IC}$ ) para alguns aços

<b>Aço</b>	<b><math>K_{IC}</math> (MPa m<sup>0,5</sup>)</b>
4340	49,8 – 148,3
HY180	164,8
HY80	219,8
316	87,8 - 219,8
PH13-8 Mo	109,9 – 126,4
17-4PH	49,4 – 98,9
A286	87,9 -109,9

Aparentemente os valores obtidos em relação a pressão de trabalho real são muito menores, porém deve-se lembrar que esses valores são de tenacidade a fratura em temperatura ambiente e que a temperatura de trabalho típica destes componentes pode atingir mais de 500 C, situação esta em que esses valores se reduzem dramaticamente.

## 5. CONCLUSÕES

A presença do entalhe causa uma nova distribuição de tensão. Porém esse entalhe só será dominante com a presença das microtrincas que são defeitos típicos do material, usinagem, polimento ou esmerilhamento. Na presença de uma trinca com comprimento considerável, o entalhe já passa a ser desprezível e os efeitos da trinca serão dominantes.

Foi determinado um ponto onde há convergência nos valores indicando que a trinca domina o estado de tensões rapidamente após seu surgimento. Este ponto é a razão de comprimento de trinca sobre raio de entalhe  $a/p$  médio de 2,7, com um desvio padrão de 1,3%, para todos os casos analisados, onde podemos concluir que a partir deste valor, o fator de concentração de tensão causado pelo entalhe é desprezível comparado ao fator de intensidade de tensão causado pela trinca.

Os poucos métodos presentes na literatura que podem ser remotamente comparados com os casos analisados no presente trabalho não apresentam uma comparação idêntica. Como o campo de tensão e a geometria analisados por Wu e Carlsson, e Nishitani são diferentes, a comparação com o MEF não será similar. No entanto, a ordem de grandeza encontrada por MEF foi próxima aos resultados da análise de Wu e Nishitani. Isto indica que os modelos têm consistência e que a análise de elementos finitos está coerente.

O presente trabalho determinou o  $K_I$  não através da convergência direta, mas através da Integral J que foi encontrado por uma malha menos refinada cuja convergência é mais rápida devida à complicação da geometria e à capacidade limitada do computador.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Aloraier, A., Al-Mazrouee, A., Price, J.W.H., Shehata, T. (2010) Weld repair practices without post weld heat treatment for ferritic alloys and their consequences on residual stresses: A review. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 87v, 127–133p.
- [2] Alves, A.F. (2013) Elementos finitos: a base da tecnologia CAE, 2.ed., Recife, Editora Erica.
- [3] American Society of Mechanical Engineers. 2007. Boiler and Vessel Code: ASME Section VIII, divisions 1, 2 and 3. New York.
- [4] Anderson, T. L. (2005) *Fracture Mechanics - Fundamentals and Applications*, 3 ed., Taylor & Francis Group, LLC.
- [5] Guia de usuário Ansys Mechanical 16.0.
- [6] Bathe, K.J., (1996) *Finite element procedures*. Prentice-Hall.
- [7] Bernad, J., (1989) Evaluation of crack growth based on an engineering approach and dimensional analysis, *Nonlinear Fracture Mechanics: Volume II-Elastic-Plastic Fracture*, ASTM STP 995, J. D. Landes, A. Saxena, and J. G. Merkle, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 40-58.
- [8] Budynas, R. G. (1999) *Advanced Strength and Applied Stress Analysis*. McGraw-Hill.
- [9] Budynas, Richard G., Nisbett, J. Keith. (2011) *Elementos de Máquinas de Shigley*. McGraw-Hill.
- [10] Callister, W. D. Jr. (2002) *Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Introdução*. 5 ed. LTC.

- [11] Castro, J.T.P., Meggaiolaro, M.A. (2009) *Fadiga – Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço*. Vol. I e II.
- [12] Carolan, D., Alveen, P., Ivankovic, A., Murphy, N. (2011) Effect of Notch Root Radius on Fracture Toughness of Polycrystalline Cubic Boron Nitride. *Engineering Fracture Mechanics*. 78v, 2885-2895p.
- [13] Carvalho, E. A. (1992) *Determinação de Fatores de Intensificação e Concentração de Tensões para Entalhes do Tipo "V"*. Dissertação, Brasil: PUC-RJ.
- [14] Carvalho, E.A. (2005) Stress concentration factors for an internally pressurized circular vessel containing a radial U-notch. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 82v, 517–521p.
- [15] Carvalho, E.A. (2005) *Residual Life Evaluation in Damaged Cylindrical Pipes*. Advanced Materials Lab - Northern Fluminense State University
- [16] Cook, R.D., Young, W.C. (1999), *Advanced Mechanics of Materials*. 2 ed., Prentice-Hall, Inc. NJ, USA.
- [17] Fett,T. (2005) Influence of a Notch Root Radius on Fracture Toughness. *Journal of the European Ceramic Society*. 25v, 543-547p.
- [18] Inglis, C. E. (1913) *Stress in a Plate Due to the Presence of Cracks and Sharp Corners*. Fellow of King's College, Cambridge.
- [19] Lawn, B. R. (1993) *Fracture of Brittle Solids*, 2 ed. Cambridge University Press.
- [20] NeoLider Tubos e Conexões de Aço. Disponível em: <<http://www.neolider.net.br/>>. Acesso em 04 de abril de 2015.

- [21] Nishitani, H. (1973) Elastic-Plastic Stress in a Semi-Infinite Plate Having an Elliptical Arc Notch with an Edge Crack under Tension or Longitudinal Shear. Proceedings, Third International Conference on Fracture, Munchen. 5v; 1-513p.
- [22] Pacheco, A.S (2013) Avaliação do Fator de Concentração de Tensão Presente em um Reparador de Tubulação de Aço AISI 316L. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências dos Materiais). Campos dos Goytacazes, Universidade Estadual Do Norte Fluminense.
- [23] Rosa, E. (2002) *Análise de Resistência Mecânica – Mecânica da Fratura e Fadiga*. Ed. UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina.
- [24] Rosas, M.A.P. (2010) *Avaliação de Modelos do Comportamento de Reparos do Tipo Luva em Dutos com Defeitos de Perda de Espessura*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, PUC-Rio.
- [25] Rice, J. R.; Rosengren, G. F. (1968), Plane strain deformation near a crack tip in a power-law hardening material. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 16 (1): 1–12p.
- [26] Schindler, H.J., Kalkhof, D., Viehrig, H.W. (2014) Effect of Notch Acuity on the Apparent Fracture Toughness. *Engineering Fracture Mechanics*. 129v, 26-37p.
- [27] Silva, J.L.B. (2008) *Considerações sobre a Modelagem de Conexões para Reparo de Dutos*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, PUC-Rio.
- [28] Telles, P.C.S. (2004) *Vasos de Pressão*. 2 ed. L TC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- [29] Ugural, A.C. (2012) *Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity*. 5 ed., Pearson Education Inc.

- [30] Pilkey W.D. (2008) *Peterson's Stress Concentration Factors*. 3 ed., Wiley Interscience.
- [31] Wu, X.R. and Carlsson, A.J.: *Weight Function and Stress Intensity Factors Solutions*, Pergamon Press, Oxford (1991).