COPPE UFRJ
Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia

MÉTODOS ADAPTATIVOS E FORMULAÇÕES ANALÍTICAS SIMPLIFICADAS PARA AVALIAÇÃO DE ABALROAMENTO DE NAVIOS

Nain Maximo Ramos Alvarez

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Murilo Augusto Vaz
Julio Cesar Ramalho Cyrino

Rio de Janeiro
Outubro de 2019

MÉTODOS ADAPTATIVOS E FORMULAÇÕES ANALÍTICAS SIMPLIFICADAS PARA AVALIAÇÃO DE ABALROAMENTO DE NAVIOS

Nain Maximo Ramos Alvarez

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D.

Prof. Julio Cesar Ramalho Cyrino, D.Sc.

Prof. Celio Albano da Costa Neto, Ph.D.

Prof. José Luis Drummond Alves, D.Sc.

Prof. Marcílio Alves, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
OUTUBRO DE 2019

Ramos Alvarez, Nain Maximo

Métodos adaptativos e formulações analíticas simplificadas para avaliação de abalroamento de navios/Nain Maximo Ramos Alvarez. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2019.

XVIII, 134 p.: il.; 29, 7cm.

Orientadores: Murilo Augusto Vaz

Julio Cesar Ramalho Cyrino

Tese (doutorado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Oceânica, 2019.

Referências Bibliográficas: p. 115 – 122.

1. Malha adaptativa. 2. Modo de indentação assimétrica. 3. Superfície de fratura. I. Vaz, Murilo Augusto *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

Dedico este trabalho a meu Senhor Todopoderoso e a minha amada esposa e meus formosos filhos.

Bem-aventurado aquele que tem o Deus de Jacó por seu auxílio, e cuja esperança está posta no Senhor seu Deus.

Salmos 146:5

Agradecimentos

Primeiramente dar graças a meu Senhor, por cuidar de mim em tudo tempo.

A minha formosa esposa Nirza e meus caros filhos Benjamim e Bianca, os que foram uma aprazível companhia durante este periodo de aprendizado.

A meus pais, Adrian e Alicia, importantes conselheros e a meus irmãos, Vanessa, Paúl, Cinthia, Viviana e Janeth, pelo seu apoio incondicionado.

A meus prezados professores Murilo e Julio, pela orientação brindada no recorrer da minha pesquisa e transmitir-me seus conhecimentos.

Ao pessoal do Núcleo de Estruturas Oceânicas-NEO, pela amizade. Jens, David, Jorge, Aynor, Victor, Miguel e Eliene, obrigado por tudo.

A meu caro amigo Marcelo Martins, obrigado pelo apoio e compartilhar o seus conhecimentos.

Agradeço à Agência Nacional do Petróleo, Gás e Biocombutíveis (ANP) pelo apoio financeiro durante a execução desta Tese.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

MÉTODOS ADAPTATIVOS E FORMULAÇÕES ANALÍTICAS SIMPLIFICADAS PARA AVALIAÇÃO DE ABALROAMENTO DE NAVIOS

Nain Maximo Ramos Alvarez

Outubro/2019

Orientadores: Murilo Augusto Vaz
Julio Cesar Ramalho Cyrino

Programa: Engenharia Oceânica

Na análise numérica de cenários de abalroamento de navios é comum usar um intenso refinamento uniforme na zona de colisão, exigindo um tempo computacional elevado. Para reduzir este gasto foi desenvolvida uma metodologia denominada método de refinamento de malha adaptativa não local (MMA-N), que utiliza indicadores de refinamento nos elementos da malha para estabelecer o processo adaptativo. Estes indicadores são baseados em variáveis não locais como a triaxialidade de tensões ou parâmetro de dano.

As metodologias analíticas simplificadas são alternativas muito utilizadas, que apesar de obterem a solução com rapidez são menos precisas. Os trabalhos existentes neste assunto consideram em suas formulações deformações axissimétricas, produzidas por indentadores com formas geométricas simples. Nesta tese foi desenvolvida uma metodologia analítica onde se considera um bulbo com forma próxima de um navio, produzindo no painel colidido um estado de deformações mais realístico.

Para verificação das metodologias numérica e analítica desenvolvidas foram realizados testes experimentais que simulam dois cenários de abalroamento de navios. Para as simulações numéricas é necessário conhecer a curva deformação de fratura versus triaxialidade de tensões do material, e com este objetivo foi executado um programa de ensaios do material com corpos de prova com geometrias específicas para produzir diferentes triaxialidades de tensões na fratura.

Os resultados numéricos e analíticos aplicando as metodologias desenvolvidas tiveram boa concordância com ensaios experimentais produzidos nesta tese e dados na literatura por outros autores.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

ADAPTIVE MESH AND SIMPLIFIED ANALYTICAL METHODOLOGIES FOR EVALUATION OF CRASHWORTHINESS SHIP STRUCTURES

Nain Maximo Ramos Alvarez

October/2019

Advisors: Murilo Augusto Vaz
Julio Cesar Ramalho Cyrino

Department: Ocean Engineering

In numerical analysis of crashworthiness ship structures scenarios it is common to use dense uniform refinement in the collision zone, requiring a high computational time. To reduce this expense, a methodology called the non-local adaptive mesh refinement method (MMA-N) was developed, which uses refinement indicators in the mesh elements to establish the adaptive process. These indicators are based on non-local variables such as stress triaxiality or damage parameter.

Simplified analytical methodologies are widely used alternatives, which allow quick solution but are less accurate. The existing works on this subject consider axisymmetric strains, produced by indentors with simple geometric shapes. In this thesis an analytical methodology was developed in which a bulb with a shape close to a ship is considered, producing in the collided panel a more realistic strain state.

To verify the numerical and analytical methodologies developed, experimental tests were performed that simulate two scenarios of collision of ships. For the numerical simulations it is necessary to know the material fracture strain versus stress triaxiality curve, and for this purpose a material testing program was performed with specimens with specific geometries to produce different stress triaxialities during fracture.

The numerical and analytical results applying the developed methodologies were in good agreement with experimental tests produced in this thesis and data published in the literature.

Sumário

Lista de Figuras **xi**

Lista de Tabelas **xvi**

Lista de Símbolos **xvii**

1 Introdução **1**

1.1 Motivação 4

1.2 Objetivo 8

1.3 Descrição dos capítulos 8

2 Revisão bibliográfica **10**

2.1 Método experimental 11

2.2 Método dos elementos finitos 15

2.2.1 Patologia da depêndencia de malha 16

2.2.2 Métodos adaptativos 18

2.2.3 Critérios de fratura 19

2.3 Metodologia analítica simplificada 21

3 Malha adaptativa não local **26**

3.1 Fundamentos teóricos 27

3.2 Indicadores de refinamento 28

3.3 Enfoque local e não local 30

3.3.1 Critérios de fratura 32

3.3.2 Modelo de dano de Lemaitre 34

3.3.3 Sub-rotina USER-NONLOCAL 35

3.4 Diagrama de fluxo do MMA-N 35

3.5 Experimentos em escala média 37

3.5.1 Placa enrijecida 37

3.5.2 Resultados 39

4 Metodologias analíticas simplificadas **45**
4.1 Teorema do limite superior 46
4.2 Modo de dano de indentação 48
4.2.1 Indentação de placa 49
4.2.2 Indentador com curvatura principal nula 51
4.2.3 Indentador com curvatura principal assimétrica 52
4.3 Modo de esmagamento 54
4.3.1 Modo de esmagamento com força inclinada 54
4.4 Outros modos de dano 57
4.4.1 Penetração 57
4.4.2 Rasgamento 58
4.4.3 Amassamento 58
4.5 Princípio de superposição 60
4.5.1 Experimento "*Test* 3" 60
4.5.2 Inserção dos modos de dano 61

5 Desenvolvimento do programa experimental **66**
5.1 Caracterização da fratura do material 68
5.1.1 Descrição dos CPs 68
5.1.2 Obtenção das propriedades mecânicas do material 71
5.1.2.1 Ensaios em CPs com tração dominante (T > Tcr) . . 76
5.1.2.2 Ensaios em CPs com cisalhamento dominante (0<T< Tcr) 79
5.1.2.3 Determinação dos parâmetros para os critérios de fratura RTCL e MMC 85
5.2 Projeto deformável: Bulbo rígido e placa deformável 89
5.2.1 Indentação da placa com bulbo rígido 89
5.2.2 Descrição do modelo numérico 93
5.2.3 Resultados 96
5.3 Projeto rígido: Bulbo deformável - Placa rígida 101
5.3.1 Projeto rígido: Bulbo deformável - Placa rígida 101
5.3.2 Descrição do modelo numérico 106
5.3.3 Resultados 107

6 Conclusões e trabalhos futuros **111**
6.1 Conclusões 111
6.2 Trabalhos futuros 113

Referências Bibliográficas **115**

A Sub-rotina de material-UMAT **123**
A.1 Modelo elasto-plástico 124
A.2 Arquivo de parâmetros de entrada 125

B Desenvolvimentos adicioinais **126**
B.1 Deformações de membrana 126
B.2 Formulações analíticas 126
B.3 Curvatura principal nula 128
B.4 Indentador-Sorens 128

C Dados dos Experimentos **130**
C.1 Resultados experimentais 130
C.2 DIC 132
C.3 Strain Gauge 132

Lista de Figuras

1.1 Acidentes de abalroamento de navios. 2
1.2 Classificação segundo DNV [1] para a absorção da energia absorvida durante o abalroamento de navios. 3
1.3 Estatísticas para diferentes tipos de acidentes nos navios. 5
1.4 Simulação numérica da colisão de um VLCC com um PSV. 6
1.5 Eliminação dos elementos finitos no local de impacto nos acidentes de abalroamento. 7

2.1 Estruturas de colisão de bulbos de proa de navios. 12
2.2 Bulbo amortecedor de proa. 13
2.3 Configuração experimental da indentação de um indentador rígido num painel de um navio de casco duplo. 14
2.4 Experimento de encalhamento do navio, considerando o dano severo das estruturas do fundo. 14
2.5 Modelos geométricos experimentais. 15
2.6 Dependência do tamanho de elemento finito no estudo de fratura. . . 18
2.7 Diferentes CPs para caracterizar a fratura do material mediante um carregamento uniaxial, [2], ou biaxial, [3]. 21
2.8 Energia de absorção. 22
2.9 Colisão de navio. Observação dos principais modos de dano. 23
2.10 Desenho esquemático para obtenção dos principais modos de dano para os cenários de colisão entre enrijecedores (a-b-c) e na interseção dos enrijecedores (d-e), GAO *et al.* [4]. 25

3.1 Refinamento da malha de elementos finitos para o processo adaptativo, Ls-Dyna. 28
3.2 Indicador de deformação, Ls-Dyna. 28
3.3 Trecho de malha para o elemento finito "P_K"com um ponto de integração, [5]. 29
3.4 Diferentes valores de deformação de fratura obtidas através da curva de sensibilidade de malha. 31

3.5 Enfoque não local para um trecho da malha de elementos finitos. . . . 31
3.6 Diagrama de fluxo para implementação do MMA-N. 36
3.7 Modelo numérico e refinamento na parte central (cor azul), para variação de malha. 38
3.8 Enfoque local. a) Critério RTCL. b) Critério de Lemaitre. 39
3.9 Enfoque não local. a) Critério RTCL. b) Critério de Lemaitre. 40
3.10 Comparação entre enfoque local e não local para o critério RTCL. *a)* Malha grossa. *b)* Malha intermediária. *c)* Malha fina. 41
3.11 Comparação entre enfoque local e não local para o critério de Lemaitre. *a)* Malha grossa. *b)* Malha intermediária. *c)* Malha fina. . 42
3.12 MMA-N. Critério RTCL. 43
3.13 Isodeformações para o critério RTCL utilizando o MMA-N. *a)* Indicador de distorção. *b)* Indicador de deformação plástica efetiva. *c)* Indicador de parâmetro de dano. 43
3.14 Tempo computacional para enfoque local e não local para os critérios de RTCL e Lemaitre. 44
3.15 Tempo computacional para MMA-N para os critérios de RTCL e Lemaitre. 44

4.1 Tipos de bulbo da proa de navio. 49
4.2 Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal simétrica. 50
4.3 Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal aproximadamente igual a zero. 51
4.4 Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal assimétrica. 53
4.5 Modelo geométrico de estrutura cruciforme, comumente encontrada nos enrijecedores principais de navios. 55
4.6 Modelo geométrico de elementos inclinados para o modo de esmagamento. 56
4.7 Resultado numérico de estruturas cruciformes e inclinadas para o modo de esmagamento. 56
4.8 Modelo geométrico danificado de chapas com rasgamento (ponta esférica). 58
4.9 Modelo geométrico danificado de chapas com rasgamento. 59
4.10 Modelo geométrico danificado de enrijecedor submetido a um carregamento lateral. 59
4.11 Disposição para a etapa de dano do casco exterior. 61

4.12 Disposição para a etapa de dano do casco exterior. 62
4.13 Comparação para o modo de indentação de uma chapa e indentador com curvatura principal aproximadamente igual a zero. 63
4.14 Disposição para a etapa de dano entre o casco exterior e interior. . . . 64
4.15 Correlação analítica-experimental para o Teste 3 do trabalho apresentado por EHLERS *et al.* [6]. 64
4.16 Resultado do Teste 3 avariado ao final da simulação numérica. 65

5.1 Corpos de prova: CP01-CP02-CP03-CP04. 69
5.2 Corpos de prova: CP05-CP06-CP07. 70
5.3 Disposição experimental para o CP01 71
5.4 Curva força versus deslocamento e avaliação da deformação plástica para o CP01. 73
5.5 Curva tensão versus deformação para diferentes dimensões de malha no sistema DIC. 74
5.6 Áreas da seção transversal do CP01 determinadas com procedimento numérico e experimental. 75
5.7 Curva força versus deslocamento e avaliação da deformação plástica para o CP01. Correlação do sistema DIC e o resultado numérico. . . 75
5.8 Refinamento de malhas para 1/8 de geometria dos CPs para os testes de tração dominante. 76
5.9 Resultado de força versus deslocamento para os CP02-CP03. 77
5.10 Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP02. 77
5.11 Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP03. 78
5.12 Resultado de força versus deslocamento para os CP04. 78
5.13 Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP04. 79
5.14 Refinamento de malhas para 1/2 de geometria para o CP05 e triaxialidade aproximadamente igual a zero. 80
5.15 Resultado de força versus deslocamento para o CP05. 80
5.16 Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP05. 81
5.17 Refinamento de malhas para 1/2 de geometria para o CP06-CP07 e triaxialidade intermédia entre 0-Tcr e próximo a Tcr, respectivamente. 82
5.18 Resultado de força versus deslocamento para os CP06. Correlação do sistema DIC. 83
5.19 Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP06. 83
5.20 Resultado de força versus deslocamento para os CP07. Correlação do sistema DIC. 84
5.21 Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP07. 84

5.22 Resultado de força versus deslocamento para os CP07. Correlação do sistema DIC. 86
5.23 Curva de fratura para o critério RTCL. 87
5.24 Curva de fratura para o critério MMC. 88
5.25 Superfície de fratura obtida para o critério MMC. 88
5.26 Curva força versus deslocamento após LS-OPT. 90
5.27 Bulbo de proa de navio após usinagem. 91
5.28 Disposição experimental para o projeto deformável. 91
5.29 Máquina de ensaios MTS 92
5.30 Montagem para o projeto deformável. 93
5.31 Posicionamento dos strain gauge biaxiais e do ROI, as medições são dados em milímetros. 93
5.32 Vista interior do quadro após fechamento da placa. 94
5.33 *a)* Partes do modelo numérico para o projeto deformável. *b)* Detalhe do contato placa-quadro. 94
5.34 Refinamento na placa para a malha fina. 95
5.35 Curva experimental do ensaio de indentação. 96
5.36 Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento. 97
5.37 Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento. 98
5.38 Correlação numérico-experimental da curva energia absorvida versus deslocamento. 99
5.39 Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento. 100
5.40 Correlação numérico-experimental. *a)* MMC. *b)* RTCL. 100
5.41 Bulbo de proa de navio. *a)* Desenho esquemático do bulbo de proa do navio. *b)* Montagem e soldagem dos elementos estruturais internos. *c)* Soldagem da chapa externa ao final do processo de fabricação . . . 102
5.42 CPs tipo “dog bone” para as diferentes espessuras dos elementos estruturais do bulbo de proa. 103
5.43 Curva força versus deslocamento após LS-OPT. 104
5.44 Bulbo com nuvem de pontos após processamento de SCANNER. . . . 104
5.45 Instrumentação do bulbo de proa mediante strain gauge em cada lóbulo da chapa externa do bulbo de proa. 105
5.46 Posicionamento do bulbo na máquina de ensaios MTS, antes de iniciar o teste experimental para o projeto rígido. 105
5.47 Modelo numérico do bulbo de proa de escala reduzida 106
5.48 Curva força versus deslocamento. 107
5.49 Curva força versus deslocamento. 108
5.50 Resultado numérico experimental após esmagamento do bulbo deformável. Chapa exterior. 109

5.51 Resultado numérico experimental após esmagamento do bulbo deformável. Elementos estruturais internos. 110

A.1 Parâmetros inciais do arquivo *.k, Ls-Dyna. 125

B.1 Modelo geométrico esfera-placa circular. 127
B.2 Modelo geométrico circular parabólico-placa circular. 127
B.3 Ajuste do indentador com curvatura principal nula na direção X. . . . 129
B.4 Ajuste do indentador com curvatura principal nula na direção Y. . . . 129

C.1 CP tipo *dog bone*. 130
C.2 CPs. 130
C.3 DIC. 132
C.4 Bulbo rígido e placa deformável. 133
C.5 Bulbo deformável - Placa rígida 133
C.6 Bulbo deformável - Placa rígida 134

Lista de Tabelas

3.1 Característica para representação do material da placa enrijecida. . . 37
3.2 Constantes ajustadas para o critério de Lemaitre. 39

4.1 Arranjo estrutural do navio de casco duplo. 60
4.2 Propriedades do material para o chapamento do navio. 61
4.3 Parâmetros geométricos para o modo de indentação. 62
4.4 Parâmetros geométricos para o modo de amassamento. 63

5.1 Dimensões mais significativas dos CPs. 70
5.2 Valores dos parâmetros de ajuste para a lei de potencia. 72
5.3 Propriedades do material para o CP01 73
5.4 Parâmetros característicos do material na fratura para os diferentes CPs de tração dominante. 79
5.5 Parâmetros característicos do material na fratura para os diferentes CPs de cisalhamento dominante. 82
5.6 Parâmetros de ajuste para os critérios de fratura desacoplados. 87
5.7 Propriedades mecânicas do aço ASTM-A36 para espessura de 2,65 mm. 89
5.8 Propriedades mecânicas do aço ASTM-A36 da placa para indentação. 90
5.9 Parâmetros de ajuste para o indentador tipo bulbo. 99
5.10 Elementos estruturais para fabricação do bulbo de proa em escala reduzida. 102
5.11 Propriedades mecânicas do ASTM-A36 segundo a espessura. 103
5.12 Valores dos parâmetros de ajuste para a lei de potencia. 103

C.1 CPs adicionais 131

Lista de Símbolos

D	Parâmetro de dano
E	Módulo de Young
σ_m	Presão hidróstatica
σ_e	Tensão equivalente de von Mises
$T = \frac{\sigma_m}{\sigma_e}$	Triaxialidade de tensões
$\bar{\varepsilon}_{ef}$	Deformação efetiva, valor de deformação de fratura independente da triaxialidade de tensões
$\bar{\varepsilon}_f$	Deformação de fratura
μ	Módulo de Poisson
σ_y	Tensão de escoamento-0,2%
σ_0	Tensão de fluxo
σ_u	Tensão última
M_0	Momento plástico
θ	Ângulo de Lode
$\bar{\theta}$	Ângulo de Lode normalizado
t	Espessura do elemento estrutural
A	Parâmetro constante para lei de Potência
n	Índice de encruamento para lei de Potência
a_1, a_2, a_3	Constantes de ajuste para o critério de fratura desacoplado RTCL
c_1, c_2, c_3	Constantes de ajuste para o critério de fratura desacoplado MMC

$\dot{E}_{int}$	Taxa de energia interna.
$\dot{E}_m, \dot{E}_b$	Taxa de dissipação de energia de membrana e de flexão.
$\delta, \dot{\delta}$	Deslocamento e velocidade de avanço.
P_{ind}, P_{esm}	Força dos modos de dano de indentação e esmagamento, respectivamente
$P_{pen}, P_{ras}, P_{ama}$	Força dos modos de dano de penetração, rasgamento e amassamento, respectivamente.
$2S_x, 2S_y$	Dimensões para uma placa retangular nas direções X e Y, respectivamente.
λ	Fator de correção para o modo de esmagamento.

Capítulo 1

Introdução

Os acidentes por abalroamento (colisões navio-navio e navio-plataforma) e encalhamento de navios podem representar grave ameaça à vida humana, provocar desastre ambiental (poluição marinha) e produzir significativa perda material. Estes acidentes ocorrem, principalmente, devido ao erro humano, mas outros fatores também contribuem, tais como a crescente circulação de navios nos locais de confluência marítima, circunstâncias ambientais adversas (pouca visibilidade, ventos e correntes marinhas fortes ou grandes ondas) e falhas nos equipamentos. O acidente do navio VLCC (*Very Large Crude Carrier*) Torrey Canon, que encalhou na costa inglesa em 1967, e do VLCC Exxon Valdez, que colidiu com as rochas na costa do Alasca em 1989, são claros exemplos das terríveis consequências mencionadas. Para tentar evitar catástrofes como estas, a IMO (*International Maritime Organization*) estabeleceu a exigência de casco duplo (costado e fundo) para navios que transportam substâncias agressivas ao meio ambiente através do International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL 73/78, procurando a eliminação progressiva dos navios de casco simples. A fim de mitigar os efeitos de abalroamentos de embarcações de apoio e serviço, em alguns casos, são utilizados dispositivos presos às colunas de plataformas fixas e flutuantes, e nos costados de FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*), chamados de defensas. A Figura 1.1 mostra fotografias de navios e plataforma após acidentes de abalroamento, evidenciando a criticidade de tais eventos.

Frequentemente, nos estudos de colisão, o navio agressor (*striking vessel*) é considerado como rígido, portanto, a outra estrutura, navio ou plataforma agredida (*struck vessel*) absorve toda a energia do abalroamento. Na realidade, cada um dos navios absorve parte da energia do abalroamento, ou seja, ambos os navios são deformáveis. As formas de avaliar o cenário de abalroamento foram definidas pela DNV [1], e foram classificadas em função da absorção de energia pelas partes envolvidas (embarcações agressora e agredida): deformável (*ductile design*, DD), quando o navio agredido é relativamente menos rígido e absorve quase toda a

energia; compartilhada (*shared-energy design*, SED), se a energia é absorvida por ambos os navios que se deformam na colisão; e rígida (*strength design*, SD), caso o navio agressor seja relativamente menos rígido e absorva quase toda a energia. A importância desta classificação é fundamental na proposta de formulações analíticas simplificadas para avaliar a energia de absorção, e na simplificação no modelo de elementos finitos para diminuir o custo computacional, sendo os cenários mais conservadores o DD e o SD. Na Figura 1.2, a classificação mencionada é qualitativamente ilustrada por curvas de nível de energia absorvida pela razão de rigidez do navio agredido e a rigidez do navio agressor.

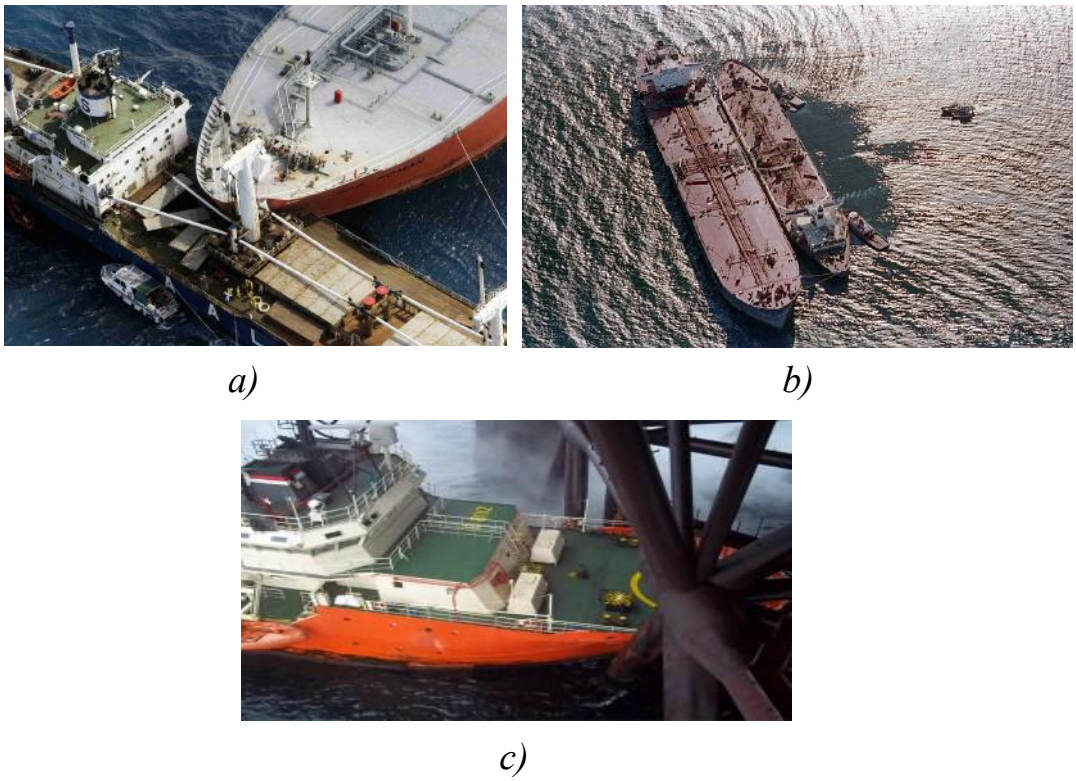


Figura 1.1: Acidentes de abalroamento de navios.
a) Colisão lateral de navios petroleiros no Cingapura, [7]. *b)* Vazamento de petróleo após encalhamento na costa inglesa, [8]. *c)* Colisão nas estruturas de um *jack-up* no Reino Unido, [9].

Conforme a descrição anterior sobre as consequências dos acidentes de abalroamento e encalhamento de navios, nos locais de impacto apresentados nos diferentes cenários, as estruturas metálicas atingidas desenvolvem pequenas deformações (mossas) ou grandes deformações, que podem levar à fratura do material (danos severos). Nas análises de abalroamento de navios utilizando o método dos elementos finitos pode ser observado que para se obter bons resultados é necessário que as dimensões dos elementos da malha nas zonas de impacto sejam de aproximadamente 10 mm. Devido às grandes dimensões geométricas das estruturas

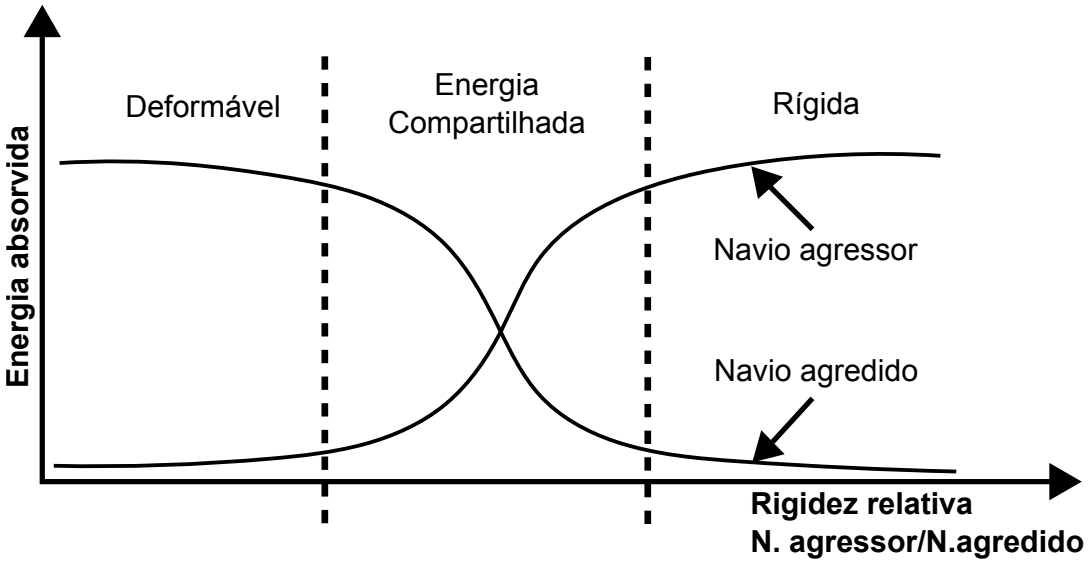


Figura 1.2: Classificação segundo DNV [1] para a absorção da energia absorvida durante o abalroamento de navios.

este tamanho de elemento poderia produzir um tempo computacional inviável, por este motivo é comum ver na literatura análises com elementos com cerca de 100 mm de lado na região da colisão. O MMA (método de malha adaptativa) e XFEM (método de elementos finitos estendidos) são interessantes técnicas numéricas que refinam a solução seletivamente nos locais onde se observa grandes gradientes de deformações, produzindo resultados mais precisos com grande economia do tempo computacional quando comparado com o refinamento.

A fratura, em problemas de colisão, pode ser macroscopicamente representada por meio do parâmetro de dano (D), utilizando modelos elastoplásticos ou a mecânica do dano contínuo para quantificar este parâmetro. Os modelos elastoplásticos avaliam o dano através de critérios de fratura, que no caso mais simples utiliza a deformação efetiva ($\bar{\varepsilon}_f$), função dependente da triaxialidade de tensões (T) e em alguns modelos também dependente do ângulo de Lode (θ). Na mecânica do dano contínuo o parâmetro "D" é considerado como uma variável interna nas equações constitutivas do material. De modo geral, estas formas de avaliar o dano são respectivamente estabelecidas como critérios de fratura desacoplados e acoplados, DUNAND [3]. Para se estabelecer uma relação entre a deformação de fratura e os parâmetros "T" e "θ" é necessário realizar um complexo estudo experimental. Os testes experimentais consistem na aplicação de carregamento uniaixial em diferentes geometrias de corpos de prova similares ao "dog bone", ou na imposição de carregamento biaxial a corpos de prova com uma só geometria do tipo "borboleta". BAO e WIERZBICKI [10] e BAO [11] documentam as formas geométricas dos corpos de prova e estabelecem diferentes procedimentos

para caracterizar a fratura, os quais são representados por meio de curvas de fratura ($\bar{\varepsilon}_f,\ T$) e superfícies de fratura ($\bar{\varepsilon}_f,\ T,\ \theta$).

Nas simulações numéricas pode ser observado que existe uma dependência da evolução da deformação com o tamanho de malha de elemento finito. BAŽANT e PLANAS [12] descreve que este problema de dependência pode ser explicado considerando que uma malha grossa perde mais energia de deformação na formação da fratura quando comparada a uma malha fina. Um caso de extremo refinamento poderia resultar numa perda nula de energia, o que é fisicamente inviável, gerando uma dependência da discretização do modelo geométrico. Este problema denomina-se patologia de dependência da malha, e fundamentalmente ocorre em problemas que utilizam métodos explícitos de solução, comumente utilizados na simulação numérica de acidentes de abalroamento e encalhamento de navios. KÕRGESAAR e ROMANOFF [13] amplia este estudo de patologia de malha para avaliar a dependência da triaxialidade de tensões para diferentes refinamentos de malha. No estudo numérico da colisão e encalhamento de navios, o problema de patologia de dependência da malha, o critério de fratura e o tempo computacional são aspectos significativos para o sucesso das análises, e representam assuntos em constante desenvolvimento.

Outra opção interessante amplamente estudada são as metodologias analíticas simplificadas, as quais incorporam formulações para calcular a energia de absorção para os diferentes modos de dano observados no local de impacto das estruturas, e pelo princípio de superposição se obtém a energia de absorção total do acidente. A complexidade da avaliação reside na definição dos parâmetros iniciais de cada formulação, que são avaliados segundo o arranjo estrutural do local de impacto, os quais na forma mais simples são obtidos para os cenários deformáveis e rígidos, mas o enfoque torna-se mais complexo quando o cenário é de energia compartilhada, e as considerações geométricas do navio agressor e agredido são relevantes, por exemplo, a forma do bulbo de proa ou do convés.

1.1 Motivação

Segundo a divulgação da IUMI [14] (*International Union of Marine Insurance*), no período de 2012 a 2016, considerando toda a frota mundial de navios maiores que 500.000 toneladas, os acidentes com perda total do navio por colisão diminuíram 5% e, devido a encalhamento, diminuíram 1%, em relação ao período de 2007 a 2011 (ver Figura 1.3a). Também se verificou que os acidentes ocorrem com maior frequência em países onde o transporte aquaviário se intensificou. Conforme o comunicado da ITOPF-2017 [15] (*International Tanker Owners Pollution Federation Limited*), os registros dos maiores vazamentos de petróleo no mar são originados por colisão e

encalhamento, em todas as condições de operação, exceto nas operações de carga e descarga (ver Figura 1.3b). Na América do Sul, e em particular no Brasil, a Diretoria de Portos e Costas informa que no período de 1960 até 2012, dos acidentes ocorridos no transporte marítimo, sete deles foram por abalroamento de navios, sendo o mais recente a colisão do navio Chembulk Shangai com um rebocador em Fortaleza, em 2008.

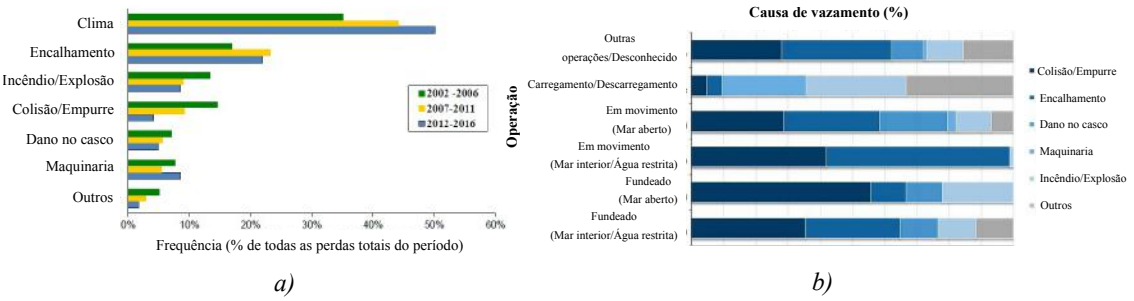


Figura 1.3: Estatísticas para diferentes tipos de acidentes nos navios.
a) IUMI, percentagem por perda total de navios ao nível mundial, [14]. *b)* ITOPF, vazamento nas diferentes operações do transcurso da vida útil dos navios, [15].

Devido aos resultados estatísticos mencionados, os acidentes de abalroamento e encalhamento de navios têm sido pesquisados continuamente, desenvolvendo-se experimentos de cenários típicos, implementando-se metodologias numéricas capazes de representar a fratura do material no local de impacto com razoável precisão e estabelecendo-se metodologias analíticas para avaliar a energia de absorção originada.

Como a realização de testes de grande magnitude (escala real) é altamente custosa, opta-se pela redução de escala dos elementos estruturais envolvidos na colisão ou encalhamento, por exemplo, produzindo-se uma indentação num painel típico de costado de navio até a fratura do material por um indentador rígido, [6]. Os experimentos, frequentemente, representam um cenário de absorção de energia deformável ou rígido, existindo poucos experimentos de cenários com energia compartilhada. Além disso, para representação da embarcação agredida, na maioria dos experimentos são utilizados corpos na forma de cone ou de prisma triangular rígido. Assim, surge a necessidade de mais experimentos em escala reduzida considerando-se as formas geométricas reais, por exemplo, do bulbo da proa ou do convés do navio, os quais permitem melhor descrição e caracterização dos mecanismos físicos das estruturas envolvidas na colisão de navios.

Outro recurso importante na avaliação dos acidentes de abalroamento de navios são as simulações numéricas, onde o método de elementos finitos é comumente utilizado para testar diferentes cenários de abalroamento com o objetivo de obter a energia de absorção, a configuração deformada das estruturas atingidas no impacto

e testar diferentes critérios de fratura do material. Apesar disso, o método dos elementos finitos, quando aplicado a problemas de colisão de navios, exige um grande tempo de computação, devido à característica iterativa da solução e por apresentar difícil convergência. Além destes aspectos, deve-se considerar que para a solução representar com acurácia o comportamento real das estruturas, pelo menos na região de colisão, o refinamento da malha deve ser consideravelmente maior que numa análise de resistência global. Por exemplo, na simulação numérica de colisão frontal de um PSV (*Platform Supply Vessel*), assumido rígido, em um navio VLCC de 3.000.000 de toneladas de porte bruto, deve-se considerar, neste último, uma malha de elementos com dimensões da ordem de 1000 mm para as zonas mais afastadas do local de impacto e de 100 mm no local de impacto, totalizando aproximadamente 100.000 elementos (elementos tipo casca), vide Figura 1.4. O tempo computacional para esta análise é de pouco mais de 5 dias em computador Intel Xenon E5540 com 2 processadores, memória RAM de 24 GB e sistema operacional de 64 bits, segundo ALVAREZ [16].

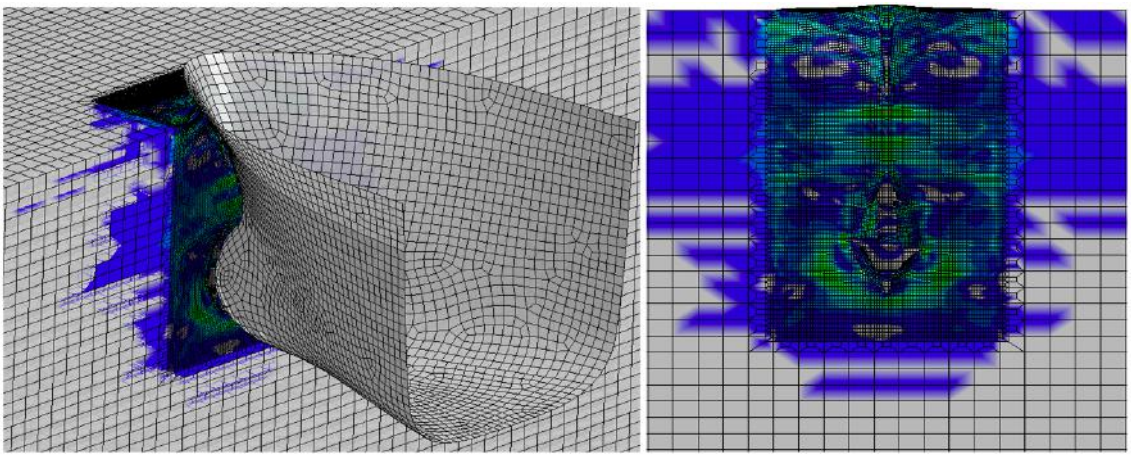
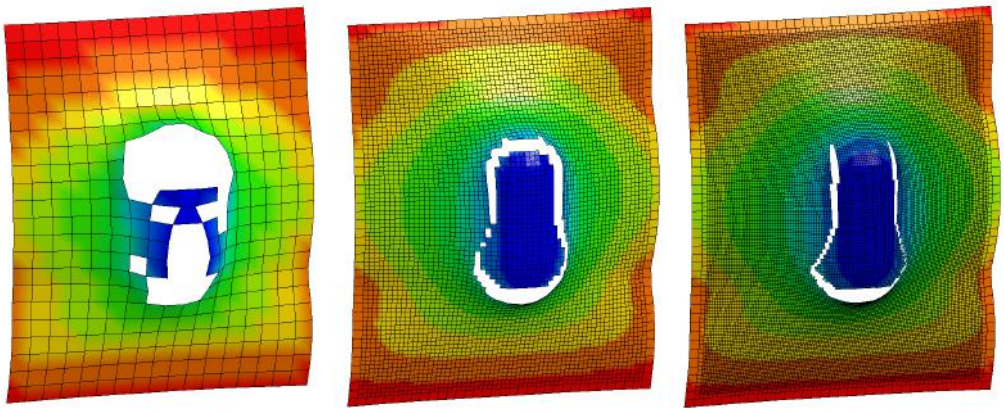


Figura 1.4: Simulação numérica da colisão de um VLCC com um PSV.

O refinamento da malha nas regiões de colisão está relacionado à própria precisão intrínseca do método e à "eliminação do elemento finito" que atingir um dado critério de fratura. Isto significa que se os parâmetros determinados na análise forem mais precisos, maior será a correção do critério calculado, indicando com acerto o instante e a localização da fratura. O outro aspecto também envolvido nesta questão é que se o elemento tiver grandes dimensões, a sua retirada da análise poderá representar uma perda irreal da resistência da estrutura (maior energia de absorção). Assim, o procedimento mais prudente é realizar a análise com elementos menores, e eliminar aqueles que atingirem o critério de fratura.

As Figuras 1.5 a), b) e c) apresentam as respostas numéricas em termos das eliminações dos elementos finitos, com três refinamentos diferentes de uma placa colidida por um bulbo, e com os mesmos deslocamentos de penetração. Na Figura

1.5a fica evidenciado uma perda significativa da área resistente no local de impacto com a malha pouco refinada, e para a malha razoavelmente refinada, dada na Figura 1.5b, pode ser vista a desconexão da parte central da região danificada, mas com perda de área menor que no caso anterior. Na Figura 1.5c, correspondente a uma malha muito refinada, pode ser observada uma desconexão parcial da parte central da região danificada, produzindo uma resistência maior que os dois casos anteriores. Deve-se ressaltar que o critério de fratura utilizado nas análises da placa da Figura 1.5 considerou sua dependência em relação ao tamanho da malha (problema de patologia de dependência da malha), desta forma produzindo deformações de fratura equivalentes.



a) *b)* *c)*

Figura 1.5: Eliminação dos elementos finitos no local de impacto nos acidentes de abalroamento.

Na etapa de projeto, diferentes Sociedades Classificadoras (p. ex., DNV [1] e NORSOK [17]) preconizam avaliar a integridade estrutural de navios e plataformas offshore em possíveis acidentes de abalroamento utilizando formulações analíticas para calcular a energia de absorção, mas estas formulações em alguns casos é limitada pela capacidade do navio, entre 7.500-10.000 toneladas de porte bruto, velocidades de impacto inferiores a 2 m/s (KVITRUD [18]). Além disso, os modelos analíticos existentes consideram simplificações da proa do navio por formas simétricas (esferas e cones), havendo a necessidade de novas formulações que considerem formas de bulbos assimétricos, mais semelhantes aos comumente utilizados em navios. Também há necessidade de considerar navios com maiores dimensões, o que tornaria a aplicação de modelos analíticos mais geral na fase de projeto preliminar. Evidentemente, esta formulação deverá ser avaliada junto com estudos numéricos de cenários de colisão mais complexos e em alguns casos com comprovações através de testes experimentais.

1.2 Objetivo

Esta tese objetiva contribuir no estudo de problemas de abalroamento de navios propondo metodologias numéricas para redução do tempo computacional, sem perda de precisão da solução, desenvolvendo novas formulações analíticas e realizando experimentos em escala reduzida de bulbo com forma próxima a de navios reais.

A metodologia numérica desenvolvida para realizar o refinamento sem onerar o tempo de computação é baseada no método de malha adaptativa com enfoque não local (MMA-N) para análises de abalroamento de navios, cuja principal característica é a redução das dimensões dos elementos finitos quando o erro local, calculado empregando o indicador de refinamento baseado em recuperação, for superior ao erro prescrito.

A nova formulação analítica (SAM, *Simplified Analytical Method*) trabalha o cenário de colisão quase-estática de uma placa indentada por um bulbo de proa, considerando a assimetria do bulbo e diferentes inclinações de indentação. A verificação da eficácia desta metodologia e de outras metodologias analíticas simplificadas dadas na literatura é realizada através de testes experimentais em escala reduzida dos cenários de energia de absorção deformável e rígida, os quais formam parte do desenvolvimento experimental proposto.

Serão testados modelos em escala reduzida de cenários de abalroamento, isto é, um cenário de colisão de um bulbo deformável com uma placa rígida e um cenário de colisão de um bulbo rígido com uma placa deformável. Os experimentos ajudaram a avaliar o MMA-N proposto e as formulações analíticas. Além disso, será caracterizado mecanicamente o material utilizado para fabricação dos modelos reduzidos (aço ASTM-A36) mediante ensaios de fratura do material em 7 diferentes geometrias, segundo BAO e WIERZBICKI [10], obtendo a curva de fratura (deformação de fratura versus triaxialidade de tensões) para ajuste dos critérios de fratura que serão utilizados posteriormente na correlação das simulações numéricas de cada experimento.

1.3 Descrição dos capítulos

Os temas tratados nesta tese foram organizados em seis Capítulos, os quais serão brevemente resumidos a seguir.

No Capítulo 1, o abalroamento de navios é colocado no contexto geral dos acidentes a nível mundial, sendo a motivação do desenvolvimento deste trabalho vinculada a este aspecto e às dificuldades que ainda se encontram nas simulações numéricas destes acidentes. Os objetivos e contribuições são explicitamente colocados e os principais passos da metodologia são apresentados.

No Capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica dos temas relacionados ao abalroamento de navios, onde são relatados os principais trabalhos experimentais em escala reduzida e real, os modelos numéricos mais significativos para diferentes cenários de abalroamento são descritos e também são analisados os desenvolvimentos analíticos mais representativos.

No Capítulo 3, o método de malha adaptativa proposto nesta tese é descrito passo a passo, incluindo também o detalhamento de sua implementação no programa Ls-Dyna R8. Com este objetivo, a sub-rotina UELEM (*User-Defined Elements*), onde são programados os indicadores de refinamento para adaptação da malha de elementos finitos, é tratada com destaque. Ao final, são feitas análises comparativas para verificar a eficiência do MMA-N.

No Capítulo 4, apresenta-se a formulação analítica para indentadores tipo bulbo de navios para estudos de abalroamento, especificamente para o modo de dano de indentação. A proposta analítica é desenvolvida para bulbos com curvaturas principais nulas e tipo "*teardrop*". Ademais, mostram-se brevemente formulações analíticas para outros modos de dano. Ao final, descreve-se o procedimento de aplicação e estuda-se a eficácia das formulações analíticas para um cenário de colisão frontal.

No Capítulo 5, são desenvolvidos os testes experimentais em escala reduzida da colisão de modelos de bulbos de navios em placa engastadas nas extremidades. Os casos testados se referem a um bulbo deformável colidindo com uma placa rígida e outra colisão de um bulbo rígido com uma placa deformável. Além disso, também são detalhados, tanto do ponto de vista experimental como numérico, os passos necessários para caracterização da fratura do material (superfície de fratura) utilizado na fabricação do bulbo deformável e da placa. A descrição dos critérios de fratura e suas implementações na sub-rotina UMAT (*User-Defined Material*) é mostrada minuciosamente. Para validação do modelo de análise numérica são desenvolvidas correlações entre os resultados dos testes experimentais e numéricos para cada caso.

No Capítulo 6, os resultados mais significativos da presente pesquisa são sintetizados, com o relato das principais dificuldades superadas e, além disso, são sugeridos temas para trabalhos futuros para dar continuidade aos desenvolvidos nesta tese na área de acidentes de abalroamento de navios.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

Acidentes marítimos (colisão, encalhamento, incêndios, dentre outros) incorrem em complexos mecanismos físicos e introduzem assim muitos desafios para sua análise, tais como definição do início e propagação da fratura nos locais de impacto, efeito das condições ambientais, ou comportamento estrutural em elevados gradientes de temperatura. Para o caso dos acidentes de abalroamento de navios, objeto desta Tese, os métodos de análise classificam-se, segundo HONG [19] em:

- Estatístico ou empírico;
- Experimental;
- Numérico;
- Analítico simplificado.

O método estatístico ou empírico foi proposto por MINORSKY [20], que baseado na análise de acidentes de colisão reais de navios, estabeleceu uma relação entre o volume do material danificado e a dissipação de energia relacionada. Este método foi modificado ao longo dos anos por vários pesquisadores, e devido à sua simplicidade, tem sido usado por projetistas para análise de colisões de alta energia e encalhamento. O problema relacionado ao método é que as constantes mudanças dos arranjos estruturais, as diferentes características dos materiais que podem ser utilizados, entre outros, tornam bastante duvidosos os resultados de uma formulação baseada no levantamento dos acidentes para uma quantidade limitada de navios. Nesta Tese este método não será estudado.

A seguir, será apresentado um levantamento bibliográfico dos principais trabalhos das três últimas metodologias mencionadas, destacando os trabalhos que referenciam os objetivos estabelecidos no Capítulo 1 desta Tese e descrevendo as contribuições mais significativas dadas a cada um deles.

2.1 Método experimental

Os primeiros experimentos (período de 1962-1976) desenvolvidos nesta área de pesquisa procuravam proteger os reatores dos navios nucleares ante alguma colisão, elaborando projetos de cenários de abalroamento em grande escala e testando diferentes arranjos estruturais dos navios agressor e agredido. Os cenários dos experimentos contemplavam o dano severo e em alguns casos o efeito das forças hidrodinâmicas. Frequentemente, os cenários estudados eram restritos a projetos deformáveis, poucas vezes projetos com energia compartilhada, como o apresentado ZHANG [21] onde os experimentos avaliam diferentes arranjos estruturais em eventos de colisão.

Na Alemanha, um total de 12 testes experimentais de colisão de um bulbo de proa (navio agressor) com o costado de um navio (navio agredido) foram realizados durante o período de 1967-1976, ZHANG [21]. A escala dos modelos variou entre 1:12 e 1:7,5 e diferentes arranjos do costado para o navio agredido foram projetados. Nestes experimentos, o modelo do navio agressor foi deixado cair livremente guiado por um trilho inclinado, até colidir na parte inferior do aparato com o modelo do costado do navio agredido. Na Figura 2.1a é mostrado, em primeiro plano, a configuração experimental do aparato de colisão com o bulbo de proa, e o modelo de costado ao fundo. Esta configuração experimental representa um problema dinâmico, sendo neste caso importante o efeito da taxa de deformação nas análises numéricas.

Durante o período de 1997 e 1998, uma série de quatro experimentos de colisão foi conduzida na Holanda pelo TNO (*the Dutch institute for applied physical research*) patrocinada pela ASIS (*Association for Structural Improvement of the Shipbuilding Industry*), cujo trabalho é detalhado em ZHANG [21] e EHLERS *et al.* [6]. Estes testes tinham como objetivo a validação de técnicas de análise numérica, provando novos conceitos estruturais e o entendimento de aspectos como: efeito de escala, fratura do material, dentre outros. O experimento foi desenvolvido no mar com águas tranqüilas e considerou um tipo de bulbo rígido (indentador), onde uma das curvaturas principais é nula em uma das direções. Neste caso, o bulbo foi impulsionado por uma embarcação até colidir com parte do costado do navio. Na Figura 2.1b é mostrada a fotografia do instante em que o bulbo atinge o modelo de costado em um dos testes experimentais. Além disso, os resultados dos testes experimentais foram usados para avaliar diferentes critérios de fratura, como são mencionados nos trabalhos de EHLERS *et al.* [6],MARTINEZ [22] e ALVAREZ [16]. Outro exemplo, de bulbo de proa ou tipos de proa com curvatura nula é apresentada no trabalho de YAGI *et al.* [23], onde se estuda numericamente o comportamento amortecedor do arranjo estrutural da proa de um navio LPG (*Liquefied Petroleum*

Gas) tipo "SEA-Arrow" (*sharp entrance angle bow like an arrow*) ante um evento de colisão.

a) ***b)***

Figura 2.1: Estruturas de colisão de bulbos de proa de navios.
a) Configuração experimental de um bulbo de proa e o arranjo estrutural do costado de navio. *b)* Colisão de um bulbo rígido de proa no mar calmo.

YAMADA [24] investigou a efetividade de um protótipo de bulbo amortecedor de proa (*buffer bulbous bow*) com a finalidade de diminuir o dano devido a um acidente de abalroamento. Duas séries de testes foram projetadas, uma para pesquisar o mecanismo de esmagamento (Figura 2.2a) e a outra para estudar o dano por flexão (Figura 2.2b), num total de sete experimentos em escala de 1:2 de um bulbo de navio VLCC. As dimensões do bulbo procuraram diminuir o problema de efeito de escala e os procedimentos de soldagem visaram diminuir as tensões residuais nos elementos estruturais. A Figura 2.2 mostra o bulbo montado na máquina de ensaio, cujas velocidades de esmagamento foram baixas (problema quase-estático) O teste desenvolveu-se no Japão com ajuda do *Japanese Ministry of Land Infrastructure and Transport* (MLIT).

VILLAVICENCIO *et al.* [25] desenvolveram uma série de testes para avaliar a colisão de uma proa reta (indentador rígido) com um painel de um navio tanque. O teste apresenta um cenário de colisão ou de encalhamento, porque o painel representa a estrutura do costado ou do fundo do navio, devido à similaridade dos arranjos estruturais para navios de casco duplo. A escala do arranjo estrutural foi de 1:7 (vide a Figura 2.3). Além de avaliar a resistência do painel devido à colisão, foi estudado o comportamento do painel ao incorporar um dano, isto é, o painel foi indentado fora do centro de simetria para depois sofrer a colisão no centro de simetria. A Figura 2.3, mostra a configuração do experimento, o painel encontra-se posicionado sobre um quadro rígido e o indentador aplica uma carga quase-estática.

WANG *et al.* [26] utiliza uma esfera rígida para indentar um painel enrijecido, estudando três posições de indentação no painel, entre os enrijecedores, na interseção

a) ***b)***

Figura 2.2: Bulbo amortecedor de proa.
a) Mecanismo de esmagamento, base do bulbo paralela, para uma colisão perpendicular. *b)* Flambagem por flexão, base do bulbo inclinada, para uma colisão oblíqua.

dos enrijecedores e em um bordo do painel sobre o enrijecedor. ALSOS *et al.* [27] avalia a indentação de diferentes placas enrijecidas com uma esfera rígida, até a fratura. WANG *et al.* [26] utiliza um indentador em forma cônica para avaliar duas posições de indentação sobre um painel, entre os enrijecedores e na interseção dos enrijecedores. TAUTZ *et al.* [28] descreve a deformação do arranjo estrutural de um fundo duplo atingido por um indentador com forma parabólica.

O *Naval Surface Warfare Center* (NSWC), SIMONSEN [29], na HI – *Test Laboratories* em Arvonia, Virginia, USA, analisou experimentalmente o comportamento da estrutura de fundo de um navio tanque (escala de 1:5) quando este colide com uma rocha. No teste experimental, o modelo de tanque do navio é montado num carro sobre trilhos e solto de uma posição mais alta para colidir com uma rocha em forma de cone que é posta na parte mais baixa. Na Figura 2.4, é mostrado o esquema da configuração geral do teste experimental para quatro arranjos diferentes da estrutura de fundo, testadas com a finalidade de determinar as forças de reação vertical e horizontal, o início da fratura e o dano na configuração final.

Na Universidade de São Paulo, o Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) desenvolveu um conjunto de experimentos sobre colisão e encalhamento de navios. O modelo do navio em escala reduzida utilizou a geometria de um navio tanque Suezmax de 159.900 DWT (*Deadweight Tonnage*), com escala de 1:100, considerando um estudo de similaridade para projetar as estruturas dos modelos de teste. O arranjo experimental considerou dois tipos de bulbo, um em forma de cone truncado (projeto rígido) e outro conservando o navio original (projeto deformável), para um cenário de colisão frontal. Ademais, para o encalhamento a estrutura de fundo do navio foi estudada ante um contato prolongado com um

Figura 2.3: Configuração experimental da indentação de um indentador rígido num painel de um navio de casco duplo.

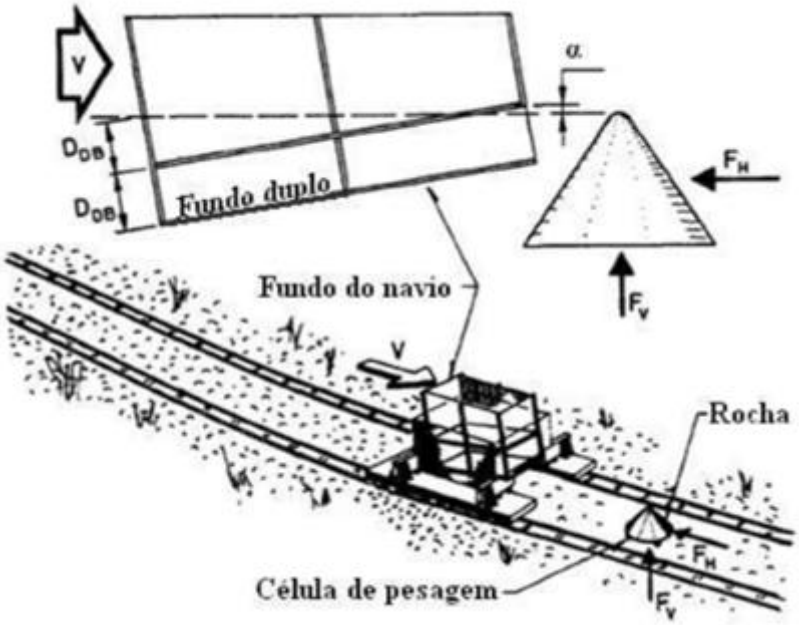


Figura 2.4: Experimento de encalhamento do navio, considerando o dano severo das estruturas do fundo.

modelo de fundo de mar (obstáculo rígido), originando em um dos casos uma mossa e no outro uma indentação com corte. As simulações numéricas consideraram critérios de fratura empíricos (LEHMANN e PESCHMANN [30]) para representar o dano severo. A Figura 2.5 mostra as geometrias dos modelos experimentais para os casos de colisão e encalhamento de navios.

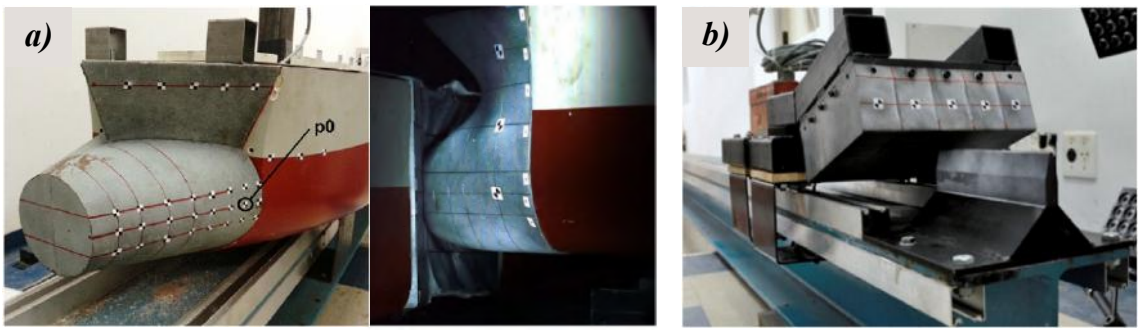


Figura 2.5: Modelos geométricos experimentais.
a) Bulbo deformável (esquerda) e bulbo rígido (direita) para testes de colisão. *b)* Arranjo do fundo de navio e modelo de fundo de mar (prisma triangular rígida), [31].

Os trabalhos mencionados anteriormente de testes experimentais sobre cenários de abalroamento de navios em grande escala ou escala reduzida ajudaram no planejamento dos experimentos desenvolvidos na presente Tese, na qual se procurou avaliar a colisão de um indentador em forma de bulbo de proa de um PSV quando atinge uma placa, avaliando cenários de projeto rígido e deformável. O planejamento experimental é desenvolvido supondo um problema quase estático, desconsiderando a taxa de deformação.

2.2 Método dos elementos finitos

Atualmente, as metodologias numéricas desenvolvidas baseadas no método de elementos finitos proporcionam ferramentas adequadas para enfrentar as diversas dificuldades que aparecem na solução de problemas (tempo computacional, descontinuidades geométricas, deformações localizadas, entre outros) nas diferentes áreas da engenharia. Por exemplo, o método de malha adaptativa (MMA), que refina a malha de forma automática mediante um indicador de refinamento, e o XFEM (*Extended Finite Element Method*) o qual promove o refinamento nas proximidades da ponta da trinca enquanto ela propaga, são técnicas que melhoram a precisão da análise sem o aumento expressivo do tempo computacional.

No caso de abalroamento e encalhamento de navios, o desafio numérico apresenta-se precisamente na determinação adequada do local e momento do início da fratura e posterior propagação nas estruturas danificadas, sendo necessário um

nível elevado de refinamento da malha de elementos finitos no local de impacto, mas o refinamento exagerado pode gerar em excessivos custos computacionais, com pouco ganho na qualidade da resposta. A determinação numérica da falha é regida pelo critério de fratura empregado, e podendo também definir o elemento finito que deverá ser eliminado no processo de propagação da fratura. Como existe uma dependência da deformação de fratura em relação ao tamanho dos elementos da malha de elementos finitos, o qual se denomina *patologia da dependência de malha*, NEEDLEMAN [32], os critérios de fratura são adaptados para mitigar este problema.

A seguir são descritos os principais trabalhos sobre patologia da dependência de malha, método de malha adaptativa e critérios de fratura, os quais são os principais assuntos de interesse para desenvolver uma metodologia adequada para aplicar um refinamento automático sem problemas de dependência de malha para avaliar os acidentes de abalroamento de navios.

2.2.1 Patologia da depêndencia de malha

Comumente, na análise numérica dos acidentes de abalroamento e encalhamento de navios, em geral, é preciso definir um critério de fratura que considere a curva deformação efetiva versus tamanho do elemento finito, por exemplo, os critérios definidos pelo GL [33], LEHMANN e PESCHMANN [30], RTCL (Rice-Tracey e Crockroft-Lathan), [34], BWH (Bressan Williams e Hill), [35], ou, algum outro critério que seja independente do tamanho do elemento finito (valor de deformação efetiva de fratura constante). A curva deformação efetiva versus tamanho do elemento finito é obtida experimentalmente, LEHMANN e PESCHMANN [30], e calibrada numericamente através de simulações de ensaios de tração de corpos de prova (CPs) do tipo "*dog bone*" obtidas para diferentes tamanhos do elemento finito, EHLERS *et al.* [6], TØRNQVIST [34] e ALVAREZ [16]. Em alguns casos a faixa de aplicação da curva deformação efetiva versus tamanho do elemento finito é limitada, sendo necessário extrapolar, por exemplo, a curva obtida numericamente com tamanhos de elementos finitos máximos de aproximadamente 10 mm para utilizar nas simulações de abalroamento de navios com malha de aproximadamente 100 mm, KÕRGESAAR [36] e KÕRGESAAR [37].

Para simular cenários de colisão de navios, KÕRGESAAR e ROMANOFF [13] modifica a curva de deformação de fratura versus triaxialidade de tensões para diferentes tamanhos de elementos finitos, os parâmetros de ajuste destas novas curvas foram calibrados a partir do modelo micromecânico de LOU *et al.* [38] e a condição de SWIFT [39]. A partir dos resultados da curva de deformação de fratura com o tamanho do elemento para diferentes triaxialidade de tensões, observa-se

que no caso de tensão uniaxial a deformação de fratura tem maior dependência do tamanho do elemento.

BAŽANT e PLANAS [12] observa o problema da patologia da dependência de malha ao incorporar o estudo de fratura em materiais como o concreto, estabelecendo que numericamente um refinamento excessivo origina uma energia dissipada que tende a zero, o qual, fisicamente não é consistente, vide Figura 2.6. A Figura 2.6a mostra uma placa engastada numa extremidade e na outra é aplicado um carregamento distribuído, definindo uma zona menos rígida próxima a um dos bordos livres, a qual é testada por dois tamanhos de malha (Figura 2.6b-c), sendo a malha A, grossa, e a malha B, fina. Nas Figuras 2.6b-c os elementos eliminados são preenchidos com preto. O resultado após a simulação numérica (Figura 2.6d) mostra uma maior energia dissipada para a malha A, ao invés da malha B. Também, observa-se do gráfico que para uma malha muito fina a energia dissipada tende a zero, o qual, fisicamente não é consistente.

PIJAUDIER-CABOT e BAŽANT [40] menciona que a patologia de dependência de malha é dada para o enfoque local, avaliando os resultados para um ponto de material, obtido convencionalmente desde o método de elementos finitos, sendo necessária uma análise não local, onde os resultados para um ponto de material são avaliados em função da vizinhança. A Figura 2.6d mostra esquematicamente os resultados obtidos da energia dissipada versus o tamanho de malha mediante o enfoque local (convencional), onde existe dependência do tamanho do elemento (linha sólida), e o enfoque não local, o qual é independente do tamanho do elemento (linha tracejada).

SEABRA RAMOS [41] apresentam interessantes soluções obtidas através do enfoque não local, introduzindo um parâmetro denominado de comprimento interno, avaliando numericamente o comportamento de materiais com trinca inicial e sem trinca, superando o problema de patologia da dependência de malha, mas observa-se um aumento do tempo computacional com o uso do enfoque não local. Este enfoque pode dividir-se em tipo gradiente ou tipo integral. O primeiro introduz graus de liberdade ao problema estrutural, requerendo uma discretização adicional. No caso do tipo integral, mantém o enfoque não local ao nível do material, sem necessidade de graus de liberdade adicionais.

ANDRADE *et al.* [42], ANDRADE *et al.* [43] e XAVIER e ANDRADE [44] descreve o algoritmo numérico para o enfoque não local do tipo integral para avaliar o parâmetro dano obtido para o modelo de LEMAITRE [45] e compara com os resultados utilizado o modelo de Gurson [46]. Esta implementação é aplicada em simulações de testes uniaxiais de corpos de prova similares aos apresentados por [2], cujo resultado mostra que as curvas força versus deslocamento são independentes do tamanho do elemento com o enfoque não local.

SEABRA *et al.* [47] utiliza o enfoque não local e o XFEM para avaliar numericamente corpos de prova com carregamentos uniaxiais sem trinca para elementos tipo casca, os resultados mostram boas aproximações aos obtidos experimentalmente e o problema da dependência de malha é superado. Esta implementação numérica é interessante para aplicações de abalroamentos de navios, mas é preciso resolver o problema de contato entre superfícies quando o método de XFEM (refinamento local nas proximidades de uma trinca) é utilizado.

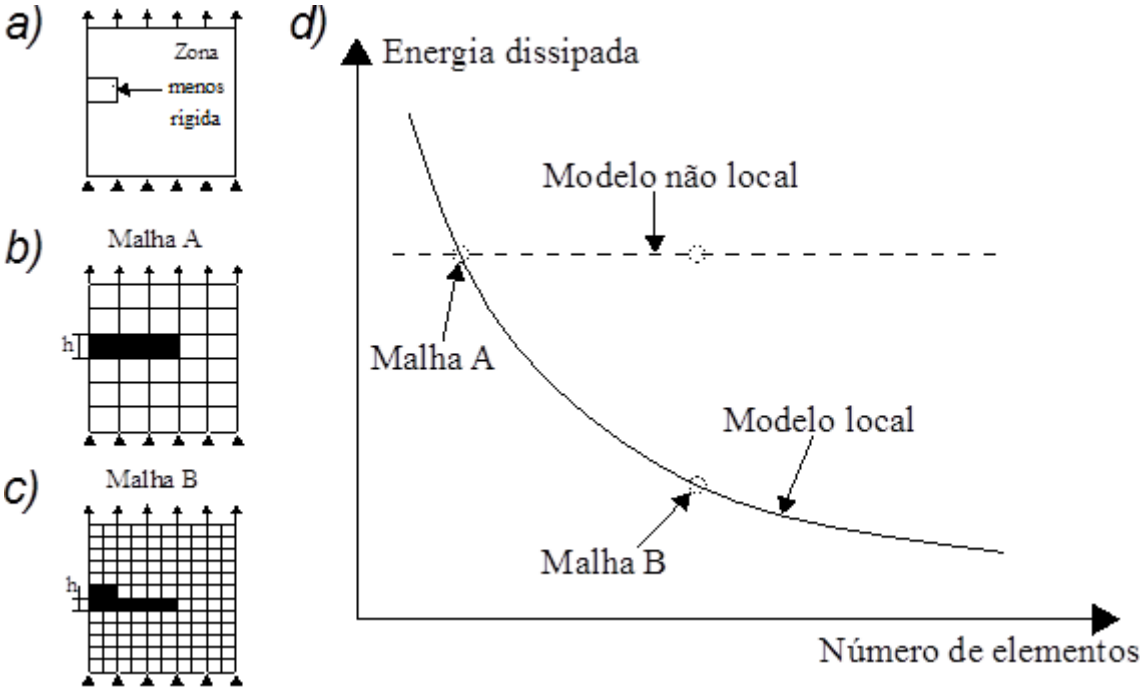


Figura 2.6: Dependência do tamanho de elemento finito no estudo de fratura.

2.2.2 Métodos adaptativos

Frequentemente, se observa que a discretização das estruturas oceânicas dos navios ou plataformas (grandes dimensões geométricas) em elementos finitos se caracteriza por tamanhos de elementos de grandes dimensões (aproximadamente $>$ 1000 mm), optando-se convenientemente por um refinamento nos locais de interesse (aproximadamente $>$ 100 mm), mas para o caso de dano severo das estruturas (grandes deformações até a fratura), o refinamento nem sempre é o adequado, sendo necessário um maior refinamento, o qual origina um aumento no tempo computacional.

De maneira geral, o MMA pode ser realizado modificando o grau do polinômio das funções de forma (p-refinamento) ou incrementando a quantidade de elementos finitos (h-refinamento) em zonas específicas, visando diminuir o erro da solução do elemento finito ocasionado na discretização (divisão do problema físico mediante

o uso de elementos finitos). A vantagem de uma correta aplicação do MMA terá como consequência uma diminuição do tempo computacional e uma representação geométrica adequada da análise, por exemplo, início e propagação de uma trinca. Ademais o MMA baseia-se na avaliação de estimadores de erro classificados como "*a priori*", que proporciona a informação do comportamento assintótico do erro atual, "*a posteriori*", que utiliza a solução de elementos finitos para determinar o erro atual, sendo este utilizado frequentemente para simulações numéricas que utilizam métodos numéricos explícitos, problemas de contatos entre superfícies, entre outros. Os estimadores de erro a posteriori são classificados em baseados no resíduo, MATHEMATICS *et al.* [48] e na recuperação, ZIENKIEWICZ e ZHU [49].

GRÄTSCH e BATHE [50] apresenta esquematicamente o estimador do erro baseado na recuperação, avaliando o gradiente da solução obtida no elemento finito e a solução recuperada, as duas soluções são comparadas com a solução exata e se verifica uma maior precisão para a solução obtida por recuperação. Ademais, observou-se uma falta de continuidade do gradiente para a solução obtida por elementos finitos.

MOSHFEGH *et al.* [51] descreve indicadores de refinamento baseados na solução recuperada, formulando dois indicadores em função do gradiente de deformação plástica e tensão equivalente de von Mises, os quais são calculados para um trecho de malha e um ponto de integração. A aplicação destes indicadores é avaliada em simulações de conformação de chapas finas, comparando-se com outros indicadores de refinamento dados pelo programa Ls-Dyna. Os resultados da força de conformação mostram pouca variação entre estes indicadores.

Em particular, ERHART [52] menciona um conjunto de UMAT's para o software Ls-Dyna. No caso do MMA, não existe uma sub-rotina para incorporar um procedimento para estimativa do erro, mas mediante a definição do comando, *CONTROL_ADAPTIVE, é possível incorporar diferentes estimadores de erro baseados na recuperação para avaliar diferentes parâmetros (indicadores) como: norma de energia, tensões ou deformações principais, tensão de von Mises, entre outros. Também, o software avalia outros indicadores de refinamento como a variação angular do elemento finito. MATHISEN *et al.* [53] descreve os valores iniciais para utilizar o comando *CONTROL_ADAPTIVE aplicando-o em simulações numéricas de esmagamento de tubos com seção retangular, observando-se um refinamento nas linhas plásticas (dobradiças).

2.2.3 Critérios de fratura

A falha do material é representada por diferentes critérios de fratura (*failure criteria*), os quais podem ser classificados, segundo DUNAND [3], em modelos

micro-mecânicos (mecânica do vazio) e macro-mecânicos (acoplados e desacoplados do parâmetro de dano, D).

Os modelos micro-mecânicos consideram a evolução (nucleação e crescimento) de vazios, representados na forma mais simples por geometrias cilíndricas ou esféricas, respectivamente estudadas por MCCLINTOCK [54] e RICE e TRACEY [55], até a formação de trincas (coalescência). Dentre os critérios mais utilizados para os modelos micro-mecânicos, se encontra o critério de GURSON [46] com suas diferentes modificações, por exemplo, NEEDLEMAN e TVERGAARD [56], denominado critério GTN.

Nos modelos macro-mecânicos desacoplados o parâmetro de dano é um valor escalar e não é considerado nas equações constitutivas do material, mas tão somente é função do estado de tensões (triaxialidade de tensões, T) e do terceiro invariante do tensor de tensões (ângulo de Lode, θ). Exemplos deste modelo é o critério RTCL (Rice e Tracey - Cockcroft e Latham) que é função de T (TØRNQVIST [34]); o critério MMC (Mohr-Coulomb modificado) que é função dependente de T e θ, BAI e WIERZBICKI [2]; e critérios empíricos do Germanischer Lloyds [33] e LEHMANN e PESCHMANN [30], utilizados frequentemente nas simulações numéricas para avaliação de abalroamento e encalhamento de navios, ALVAREZ [16]. Para os modelos acoplados, o parâmetro de dano é incorporado nas equações constitutivas do material, surgindo a mecânica do dano contínuo para estudar a evolução do dano nos materiais. Também, os critérios acoplados consideram o parâmetro de dano como uma variável interna. Menciona-se LEMAITRE [45] como um dos pioneiros no desenvolvimento deste estudo.

Para obtenção dos parâmetros para cada um dos critérios de fratura de materiais como o aço e alumínio é necessário seguir uma metodologia experimental de calibração destes parâmetros através de testes. Estes testes podem ser realizados, por exemplo, em corpos de prova do "tipo borboleta", no qual é imposto um carregamento biaxial, DUNAND [3] ou, empregando uma série de corpos de prova com geometrias complexas, sobre os quais são aplicados carregamento uniaxial, BAO e WIERZBICKI [10]. Ao final deste processo de caracterização da falha do material são obtidos curvas de fratura ou superfícies de fratura para o tipo de critério desejado.

BAI e WIERZBICKI [2] utilizam onze diferentes geometrias de corpos de prova (CPs) para caracterizar a falha do material e ajustando-os a diferentes critérios de fratura (MMC, RTCL, entre outros).

DUNAND [3] executa um estudo sistemático para obter uma geometria de corpo de prova com carregamento biaxial, capaz de caracterizar a falha do material.

A figura 2.7 mostra esquematicamente diferentes geometrias utilizadas para caracterizar a fratura do material, apresentando a geometria em forma de borboleta

para o carregamento biaxial e outras formas geométricas para carregamento uniaxial desde triaxialidade de tensões desde T = - 1/3 até T = 2/3. Também, mostra-se uma divisão comumente observada para estes corpos de prova em geometrias para compressão, cisalhamento e tração.

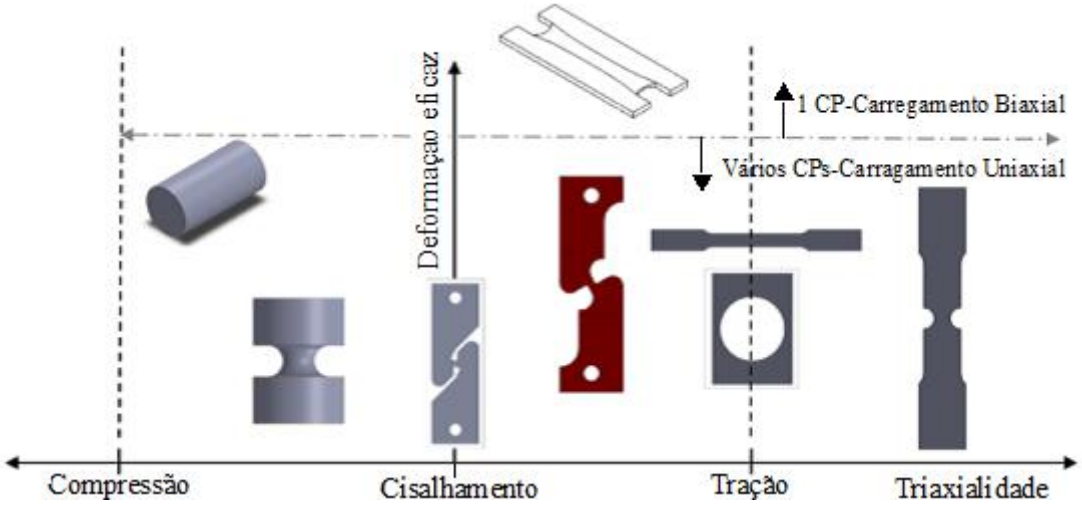


Figura 2.7: Diferentes CPs para caracterizar a fratura do material mediante um carregamento uniaxial, [2], ou biaxial, [3].

2.3 Metodologia analítica simplificada

Os primeiros trabalhos referentes ao enfoque analítico capazes de avaliar a energia absorvida nas estruturas danificadas no local de impacto consideravam estudos estatísticos dos danos causados localmente em abalroamentos reais de navios. Menciona-se, principalmente, o trabalho de MINORSKY [20], o qual propõe uma equação para a soma total das energias absorvidas pelas estruturas danificadas dos navios agressor e agredido. Para o desenvolvimento desta formulação foi considerado vinte seis colisões frontais, das quais nove apresentaram maior energia absorvida (> 300x1000 Tons-knots2) do que as demais. Estas colisões com maior energia foram usadas para ajustar uma equação linear para obter a energia de absorção total em função do fator de resistência ou volume danificado (ft2 x in). Na Figura 2.8a é mostrada a equação linear e os resultados das energias absorvidas em função do fator de resistência para os casos estudados. P. R. VAN MATER e GIANNOTTI [57] propõe uma equação para as colisões de baixa energia, simplificando a estrutura do costado do navio (chapa do casco e enrijecedores) atingida numa colisão frontal por uma viga engastada na qual um carregamento concentrado atua na parte central (Figura 2.8b), assumido apenas o comportamento de membrana. Neste caso o fator de resistência é calculado em função dos parâmetros da viga, o qual é determinado a partir das características geométricas do costado do navio. Uma modificação do

modelo de Giannotti é proposta por [57] , aplicando o carregamento fora da parte central (Figura 2.8c) e considerando uma deformação máxima de 0,1 para o cálculo da deflexão máxima.

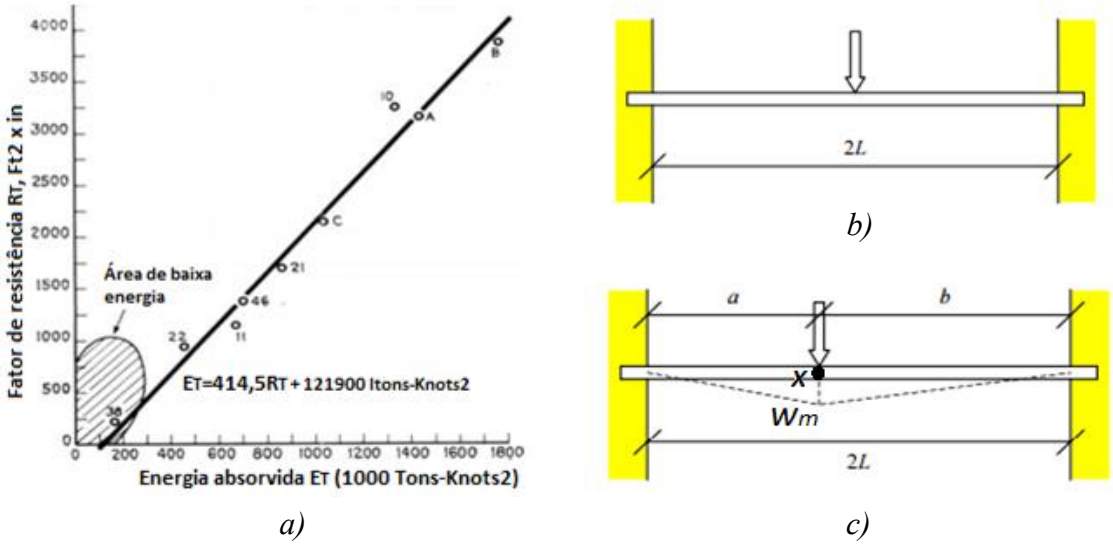


Figura 2.8: Energia de absorção.
a) Curva de fator de resistência versus energia absorvida proposta por Minorsky. *b)* Modelo de viga proposto por Giannotti. *c)* Modelo de viga proposto por Van Mater.

A limitação das equações mencionadas para avaliar a energia absorvida através de uma equação simplificada é devido a não consideração do arranjo das estruturas danificadas no local de impacto, além disso, não podem ser aplicadas a navios com casco duplo, acidentes de encalhamento ou colisão de um navio com uma plataforma.

Outra metodologia para avaliar a energia absorvida mediante um enfoque analítico é a caracterização das estruturas danificadas por modos de dano, por exemplo, indentação e penetração de uma chapa do costado, esmagamento na interseção dos enrijecedores, rasgamento da chapa de fundo, entre outros, os quais dependem fundamentalmente da geometria danificada no local de impacto. A Figura 2.9 mostra alguns modos de dano nas estruturas da proa de um navio após um acidente de colisão. O enfoque mencionado denomina-se método analítico simplificado (*Simplified Analytic Method*, SAM), baseado no teorema de limite superior (equação 2.1), que estabelece o equilíbrio entre o trabalho ao aplicar uma força externa, F, com uma taxa de deslocamento, $\dot{\delta}$, e a correspondente taxa de energia interna desenvolvida, $\dot{E}_{\text{int}}$. A partir deste teorema estudam-se diferentes geometrias danificadas observadas nos locais de abalroamento, denominadas modos de dano. Para o cálculo da taxa de energia interna, usa-se a premissa de material perfeitamente plástico e que estes mecanismos desenvolvem tensões de membrana e de flexão (respectivamente $\dot{E}_m$ e $\dot{E}_b$), equação 2.2. Por exemplo, a indentação de uma placa por um corpo rígido desenvolve principalmente tensões de membrana deixando

a componente de flexão igual à zero. Geralmente, não é possível encontrar um só modo de dano num cenário de abalroamento ou encalhamento de navio, por isto, calculam-se independentemente cada modo de dano observado no local de impacto, e ao final o princípio de superposição é utilizado para calcular a energia absorvida total do acidente.

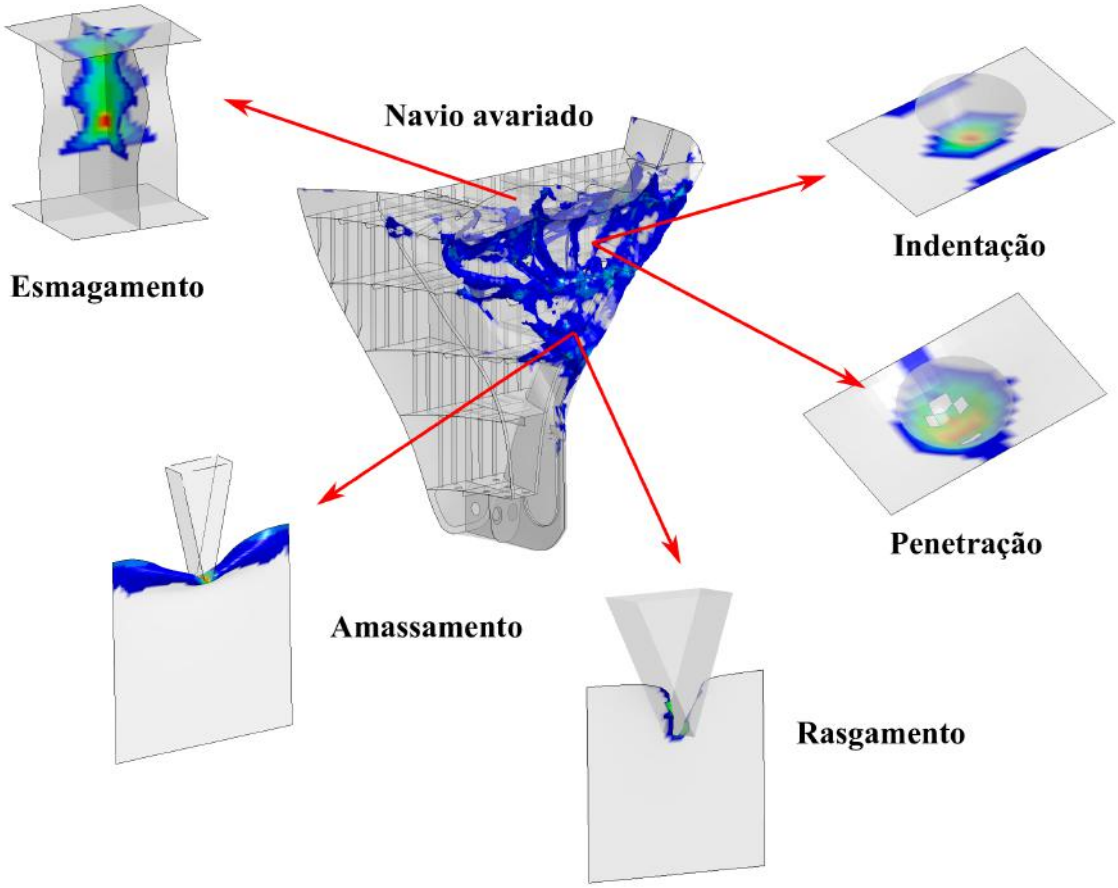


Figura 2.9: Colisão de navio. Observação dos principais modos de dano.

$$F.\dot{\delta} = \dot{E}_{\text{int}} \tag{2.1}$$

$$\dot{E}_{\text{int}} = \dot{E}_m + \dot{E}_b \tag{2.2}$$

A equação para o cálculo da energia absorvida para os modos de dano consideram geometrias simples, por exemplo, no modo de indentação as formulações consideram o indentador rígido com forma esférica, de elipsóide ou de parabolóide, e uma placa circular ou retangular. Na realidade o indentador representa o bulbo do navio, o qual possui geometria diferente das mencionadas, possuindo inclusive assimetria em pelo menos um eixo horizontal. Assim, os indentadores simples apresentam campo de deformações simétricas o que pode diferir do campo de deformações reais produzido pelo bulbo.

WANG *et al.* [26] propõe um modelo de geometria danificada pela indentação de uma placa circular, considerando uma esfera como indentador. A formulação da força aplicada pelo indentador é desenvolvida pela teoria de placas, apresentando expressões para o cálculo da força aplicada e do deslocamento da indentação, em função do ângulo de inclinação formado entre a placa indeformada e a placa deformada (modelo danificado). Além disso, também são propostas expressões para o cálculo das deformações na direção radial da placa circular. Esta formulação é comparada com resultados experimentais de cones com ponta esférica rígida indentando diferentes arranjos de painéis, observando-se boas correspondências, mas não em todos os casos. Para a chapa do painel se utilizou uma deformação radial de fratura igual a 20%.

ZHANG [21] utiliza um indentador parabólico para idealizar a geometria de um bulbo de proa. O indentador caracteriza-se segundo três parâmetros principais, comprimento, raio vertical e raio horizontal, obtidos da seção transversal elíptica do bulbo. Neste caso, a força aplicada é desenvolvida a partir do teorema de limite superior, considerando ao campo de deformações dependente do deslocamento de indentação. HARIS [58] estende a equação de Zhang para uma placa retangular, desenvolvendo uma formulação para a força aplicada e deformação fratura efetiva.

HARIS [58] modificou a forma do indentador rígido para um parabolóide com seção transversal elíptica e a placa circular por uma placa retangular. A função do campo de deformações é similar ao utilizada por Zhang e, neste caso, a força de indentação se formula a partir da superposição linear das forças sobre faixas estreitas da placa na direção X e Y (plano da placa), as quais são funções das curvaturas, espessuras equivalentes e dimensões da placa.

Para o modo de dano de esmagamento, a força aplicada apresenta um comportamento cíclico (crista e cavados), por isso convenientemente é calculada a força média aplicada, YANG e CALDWELL [59]. WANG *et al.* [26] e ALVAREZ [16] descrevem brevemente outros modos de dano comuns nos acidentes de abalroamento e encalhamento de navios.

Para aplicação das fórmulas matemáticas dos modos de dano a um determinado cenário de colisão, é usado o princípio da superposição, sendo cada um dos modos de dano inseridos conforme o arranjo estrutural do navio agredido. Por exemplo, a Figura 2.10 apresenta esquematicamente a penetração do bulbo em instantes diferentes de tempo de colisão frontal em um painel enrijecido para dois casos: colisão entre enrijecedores (Figura 2.10a-b-c) e colisão na interseção dos enrijecedores (Figura 2.10d-e). Na Figura 2.10a mostra o caso representado pelo modo de indentação da placa (áreas sombreadas), na Figura 2.10b é adicionado o modo de amassamento dos enrijecedores AB, CD, AD e BC. No instante mostrado na Figura 2.10c os dois modos anteriores continuam ativos numa região estendida.

Nos instantes da penetração mostrados Figura 2 10d e 2.10e são observados a superposição dos modos de dano de esmagamento dos enrijecedores e o modo de dano de indentação da placa do painel (áreas sombreadas). Em cada caso são aplicados às respectivas formulações analíticas desenvolvidas para cada modo de dano no respectivo instante de tempo.

Em resumo, o cálculo da força de impacto e da energia absorvida nos modos de dano é o primeiro passo na avaliação da energia total absorvida em um acidente de abalroamento do navio. O segundo passo é aplicar o princípio de superposição, isto é, realizar o somatório das energias de todos os modos de dano observados para certo cenário de abalroamento. O procedimento é detalhado nos trabalhos de HARIS [58], GAO *et al.* [4], entre outros.

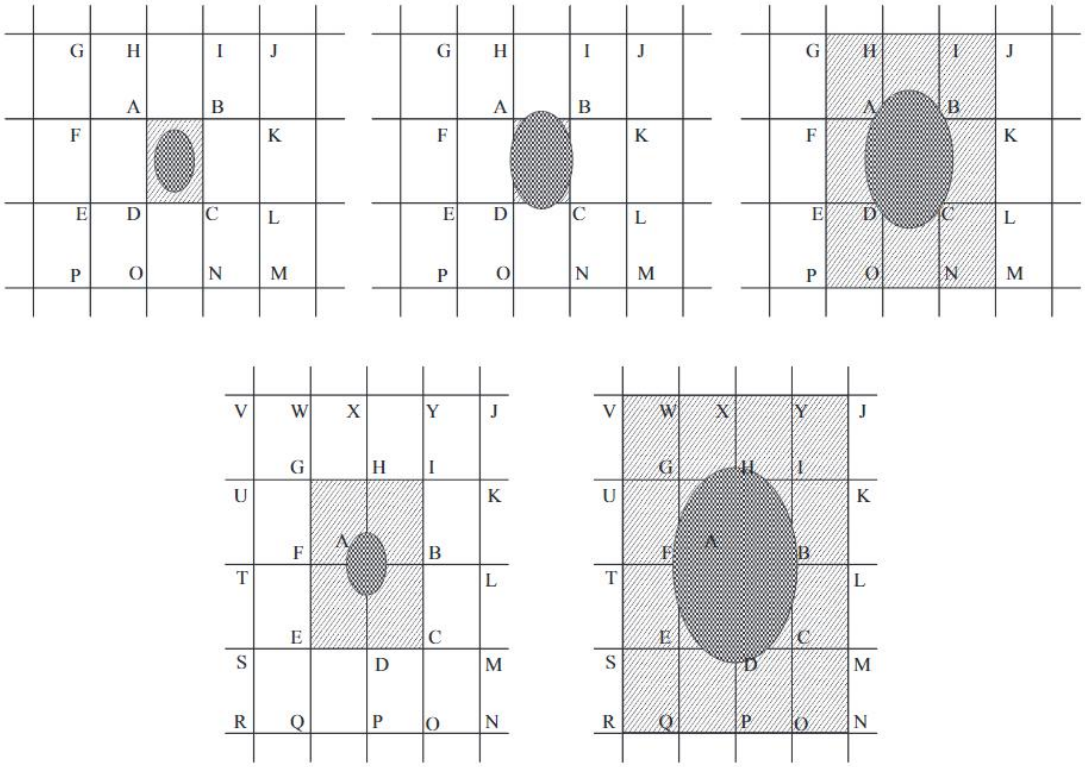


Figura 2.10: Desenho esquemático para obtenção dos principais modos de dano para os cenários de colisão entre enrijecedores (a-b-c) e na interseção dos enrijecedores (d-e), GAO *et al.* [4].

Capítulo 3

Malha adaptativa não local

As simulações numéricas dos acidentes de abalroamentos de navios, em geral, são tratadas através do método de elementos finitos (MEF), o qual avalia satisfatoriamente os problemas relacionados à instabilidade estrutural e fratura do material observadas nas estruturas nestes acidentes. Para se obter maior acurácia da solução obtida pelo MEF deve ser realizado um refinamento da malha de elementos finitos nos locais com maior taxa de variação das deformações, em conseqüência, ocorre um aumento do tempo computacional das análises numéricas. Particularmente, nos locais de fratura das estruturas avariadas o refinamento deve ser muito maior que nas outras zonas, podendo existir diferentes níveis de refinamento nos locais de abalroamento. Além disso, devido ao problema de patologia da malha de elementos finitos ([12]), a representação numérica da fratura gera uma dependência do tamanho do elemento.

Descreve-se neste Capítulo uma metodologia numérica de refinamento automático, denominada método de malha adaptativa (MMA), o qual visa obter diferentes níveis de tamanhos de elementos da malha através de indicadores de refinamento nos locais onde ocorrem os maiores gradientes de deformações. O método é desenvolvido para três tipos de indicadores de refinamento, baseados: na variação da distorção do elemento finito; na deformação plástica efetiva e no parâmetro de dano (D). O primeiro é implementado em programas comerciais de elementos finitos, por exemplo, no Ls-Dyna [60], o segundo foi desenvolvido por LI *et al.* [5] e o terceiro é desenvolvido a partir de estudos da fratura para materiais dúcteis.

Independentemente do indicador de refinamento, o MMA apresenta o problema de patologia da malha de elementos finitos, o que é evitado incorporando um enfoque não local, denominando-se MMA-N. A variável local selecionada para aplicar o MMA-N é a triaxialidade de tensões (T) quando se emprega os critérios de fratura desacoplados, RTCL (Rice Tracey-Cockcroft Latham) e MMC (Modified Mohr-Coulomb), e o parâmetro de dano (D) da mecânica do dano contínuo

desenvolvido por LEMAITRE [45].

Para a verificação da eficiência da metodologia MMA-N com os três indicadores de refinamento serão utilizados para comparação o experimento de abalroamento de arranjos estruturais de navios em média escala, sendo o de colisão documentado no trabalho de EHLERS *et al.* [6]

3.1 Fundamentos teóricos

O processo de refinamento de malha aplicado na solução pelo método dos elementos finitos origina um comportamento assintótico do erro das variáveis calculadas. Existem dois tipos de estimadores: o *estimador de erro a priori*, que proporciona a informação do comportamento assintótico, mas não mostra o erro atual para uma determinada malha e, o *estimador de erro a posteriori*, que utiliza a solução de elementos finitos para determinar o erro atual, GRÄTSCH e BATHE [50]. Cada estimador pode proporcionar o desenvolvimento de um determinado processo de adaptatividade, o qual poderá exercer um refinamento do tipo "h", que implica no aumento do número de elementos, do tipo "p", que se caracteriza pelo aumento do grau das funções dos elementos e do tipo "s" que corresponde ao deslocamento dos nós para as regiões de maior gradiente das variáveis.

O *estimador de erro a posteriori* pode ser calculado *baseado em resíduo*, onde o erro é estimado através da norma do resíduo das equações governantes da física de um problema, MATHEMATICS *et al.* [48], e o *baseado em recuperação*, ZIENKIEWICZ e ZHU [49], onde erro (e_y) é calculado através da diferença entre a solução recuperada (pós-processada com maior precisão, Y) e a solução original (Y^h), vide equação 3.1.

$$e_y = Y - Y^h \tag{3.1}$$

A estratégia de refinamento desenvolvida na presente tese é o refinamento-h, onde o tamanho do elemento finito é reduzido localmente quando o erro no elemento supera o erro prescrito para a malha atual (sem refinamento) através do estimador *baseado em recuperação*. Portanto, não sendo necessaário o refinamento uniforme de uma zona em particular, por exemplo, na região de impacto entre navios em um acidente de abalroamento. Na Figura 3.1 é mostrado um exemplo de como poderia ser realizado o refinamento parcial de um elemento criando nós irregulares, os quais não pertencem a todos os elementos que lhe são adjacentes. Neste trabalho, será utilizada a norma L_2 para calcular o erro global, equação 3.2, o qual é mencionada no trabalho de MATHISEN *et al.* [53].

$$\|e_{L_2}\| = \left(\int_{\Omega_e} {e_\sigma}^2 d\Omega_e \right)^{\frac{1}{2}} \tag{3.2}$$

onde,
$\|e_{L_2}\|$: Norma L_2 para o indicador e_σ.
e_σ: Indicador de erro de refinamento do elemento.
Ω_e: Domínio do elemento.

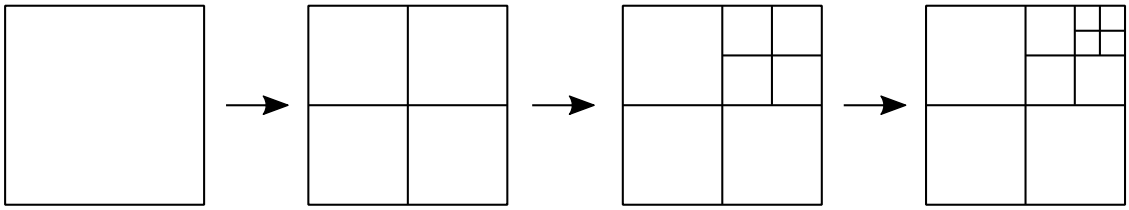


Figura 3.1: Refinamento da malha de elementos finitos para o processo adaptativo, Ls-Dyna.

3.2 Indicadores de refinamento

O indicador de distorção é o ângulo (ϕ) que os lados de um elemento fazem com a sua configuração inicial no plano ou fora do plano, respectivamente, mostrados nas Figuras 3.2a e 3.2b.

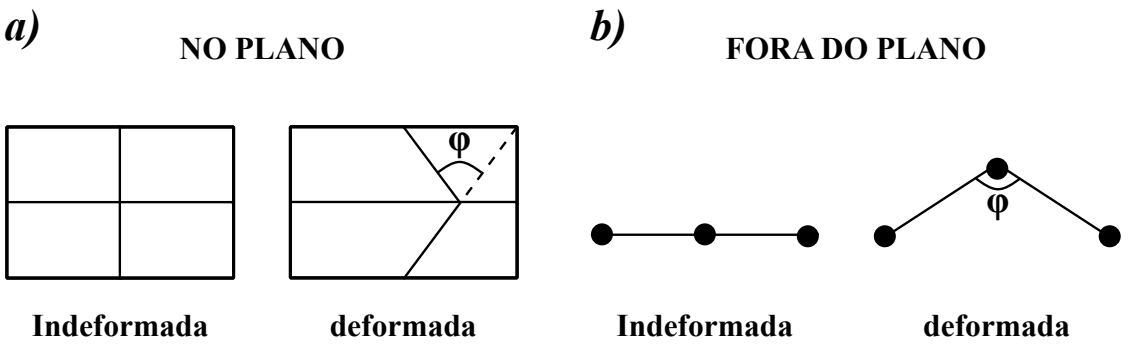


Figura 3.2: Indicador de deformação, Ls-Dyna.
a) No plano do elemento finito.*b)* Fora do plano do elemento finito.

Para os indicadores de refinamento de deformação plástica efetiva de LI *et al.* [5], e do parâmetro de dano, são calculados os gradientes destes indicadores de refinamento para um trecho de malha ("*patch*"). O trecho de malha para o elemento P_K contém o próprio elemento e o conjunto de elementos vizinhos $P_{K'}$ que compartilham lados do elemento (Figura 3.3).

Para o cálculo do gradiente utiliza-se o método apresentado por ZIENKIEWICZ e ZHU [49], o qual avalia o gradiente nos pontos denominados de super-convergência, que coincidem com os pontos de integração da quadratura de Gauss. Por exemplo, para elementos do tipo casca com 4 nós e 1 ponto de integração, as equações 3.3 e 3.4

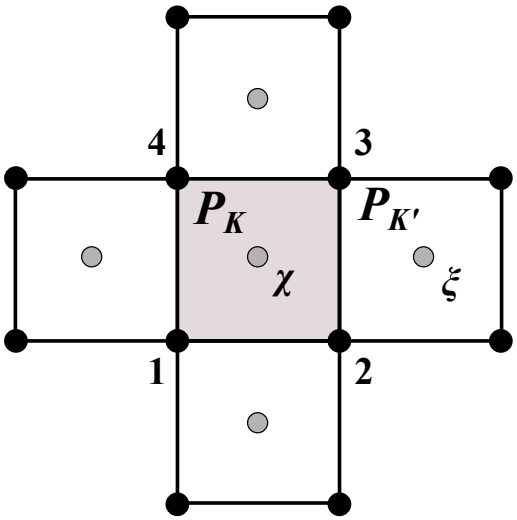


Figura 3.3: Trecho de malha para o elemento finito "P_K"com um ponto de integração, [5].

mostram as formulações para o cálculo, respectivamente, do gradiente de deformação plástica ($g_{\bar{\varepsilon}^p}$) e do gradiente de dano (g_D) para um trecho de malha mostrado na Figura 3.3. O valor do gradiente escolhido ($g_{\bar{\varepsilon}^p}$ e g_D) é obtido como o máximo valor absoluto calculado entre o valor no ponto de integração χ, do elemento finito P_K e nos pontos ξ, dos elementos vizinhos $P_{K'}$, sendo $r(\chi)$ e $r(\xi)$ as coordenadas espaciais dos pontos de integração dos respectivos elementos finitos.

$$g_{\bar{\varepsilon}^p} = \max \frac{|\bar{\varepsilon}^p(P_K) - \bar{\varepsilon}^p(P_{K'})|}{|x(P_K) - x(P_{K'})|} \tag{3.3}$$

$$g_D = \max \frac{|D(P_K) - D(P_{K'})|}{|x(P_K) - x(P_{K'})|} \tag{3.4}$$

Os indicadores de refinamento são obtidos multiplicando-se os gradientes de deformação plástica efetiva e do parâmetro de dano pelo tamanho característico do elemento (h_{P_K}), equação 3.7, como mostram as equações 3.5 e 3.6.

$$E^{\bar{\varepsilon}^p}_{P_K} = h_{P_K} g^{\bar{\varepsilon}^p}_{P_K} \tag{3.5}$$

$$E^{D}_{P_K} = h_{P_K} g^{D}_{P_K} \tag{3.6}$$

$$h_{P_K} = \min\{r_{12}, r_{23}, r_{34}, r_{41}\} \tag{3.7}$$

onde, r_{ij} representam as distâncias entre os nós $i, j = 1, 2, 3, 4$.

Para a implementação do MMA no programa Ls-Dyna é necessário fornecer parâmetros iniciais definidos no comando *CONTROL_ADAPTIVE e programar

na linguagem Fortran a sub-rotina USER-ADAP as formulações dos indicadores de refinamento dados pelas equações 3.3 e 3.4. Os parâmetros do comando *CONTROL_ADAPTIVE são os seguintes: TBIRTH – proporção do tempo do total da simulação para iniciar a aplicação do MMA e TDEATH – proporção do tempo para finalizar a aplicação; ADPFREQ – intervalo de tempo para de refinamento; IREFLG - número de refinamentos; ADPASS – indica a solução aplicada em cada ADPFREQ; ADPTOL - tolerância para o refinamento. Se ADPASS = 1 a solução segue normalmente para o passo seguinte do intervalo de tempo, quando ADPASS=0 a solução é repetida com a malha refinada para melhorar a precisão. No Apêndice A é mostrado de forma geral a sub-rotina USER-ADAP programada em Fortran.

3.3 Enfoque local e não local

Nas análises dos acidentes de abalroamento o comportamento do material pode ser representado através de modelos elastoplásticos convencionais, ou utilizando a mecânica do dano contínuo. Nas análises de elementos finitos comuns a deformação de fratura e o local onde ela ocorre podem ser determinados por meio do parâmetro de dano (D) que é uma função da triaxialidade de tensões (T) e do ângulo de Lode (θ), definida como uma forma desacoplada de determinação do dano. Na mecânica do dano contínuo, o dano "D" é introduzido nas relações constitutivas do material, o qual acumula parcelas de dano ao longo da história do carregamento.

Os parâmetros T, θ e D podem ser calculados através dos chamados enfoque local ou não local. No enfoque local estes parâmetros são determinados empregando–se o método dos elementos finitos convencional, calculando-os nos pontos de integração da quadratura de Gauss. Neste enfoque, a determinação da deformação de fratura depende do tamanho do elemento finito (patologia da malha) na região de dano. Para o elemento do tipo casca, por exemplo, comumente utilizado nas simulações numéricas dos acidentes de abalroamento, a deformação de fratura cresce indefinidamente à medida que o tamanho do elemento finito é refinado. Para limitar a deformação de fratura calculada utiliza-se a curva deformação de fratura versus o tamanho do elemento finito, a qual deve ser produzida anteriormente para o material da estrutura avariada. A Figura 3.4 mostra a indentação de uma placa, onde são observados diferentes valores de deformação de fratura obtidos para três diferentes tamanhos de malha, os quais são determinados com a curva de deformação de fratura versus tamanho do elemento finito, [30].

Por outro lado, o enfoque não local recalcula os parâmetros T, θ e D dos pontos de integração χ do elemento finito P_K, considerando a influência dos pontos de integração vizinhos ξ dos elementos finitos P_K no domínio V, o qual é determinado pelo parâmetro denominado de comprimento interno ou raio de influência, R, para

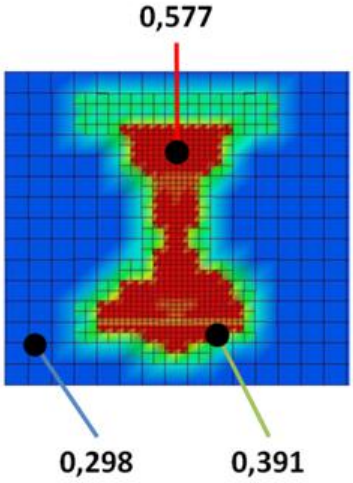


Figura 3.4: Diferentes valores de deformação de fratura obtidas através da curva de sensibilidade de malha.

cada χ. A Figura 3.5, apresenta um trecho de malha com quatro pontos de integração por elemento finito, identificando os pontos de integração envolvidos no domínio V.

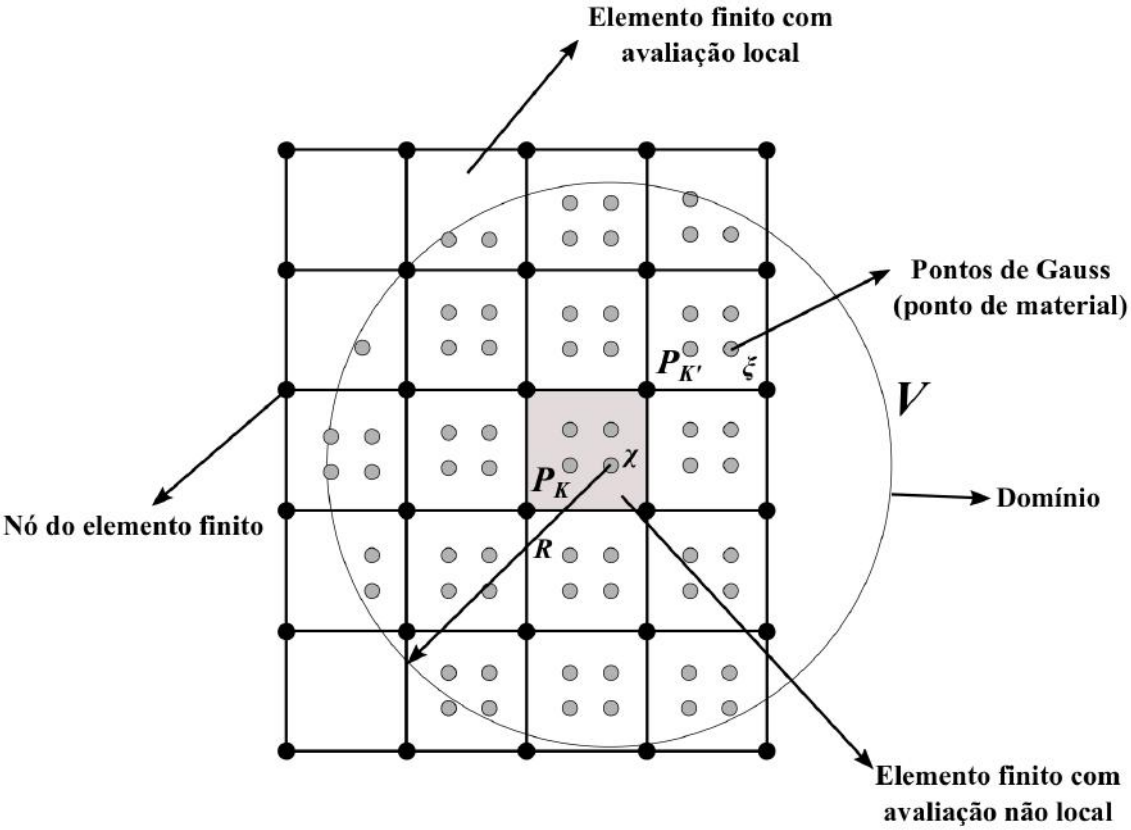


Figura 3.5: Enfoque não local para um trecho da malha de elementos finitos.

Para obter a variável não local, $\bar{L}(\chi)$, no ponto de integração χ, a variável local, $L(\xi)$, nos pontos de integração ξ, são multiplicadas por uma função, $\beta(\chi, \xi)$, e o

resultado é integrado no domínio V, conforme mostra a equação 3.8. A função $\beta(\chi, \xi)$ é calculada de forma ponderada sobre a vizinhança espacial (distância entre pontos de integração) determinada pelo raio de influência. Além disso, para manter a uniformidade das soluções no domínio V, a função ponderada é calculada segundo a equação 3.9, determinando uma maior influência dos pontos de integração próximos ao ponto de integração χ, uma influência menor dos mais distantes e nula na fronteira do domínio V.

$$\bar{L}(\chi) = \int_V \beta(\chi, \xi) L(\xi) d\xi \tag{3.8}$$

$$\beta(\chi, \xi) = \frac{\beta_0 \left(\| r(\chi) - r(\xi) \| \right)}{\int_V \beta_0 \left(\| r(\chi) - r(\zeta) \| \right) d\zeta} \tag{3.9}$$

Sendo a função β_0 definida na equação 3.10, ou seja:

$$\beta_0(r) = \left\langle 1 - \left(\frac{r^*}{R} \right)^2 \right\rangle^2 \tag{3.10}$$

onde, $r^* = \| r(\chi) - r(\xi) \|$, R é o raio do domínio V definido pelo usuário e $\langle\rangle$ é denominado colchetes de Macaulay, o qual é igual a zero para $r^* \geq R$.

Neste Capítulo as variáveis locais de triaxialidade de tensões e parâmetro de dano são selecionadas para uma avaliação não local. A triaxialidade de tensões é avaliada para aplicação nos critérios de fratura desacoplados RTCL e MMC, e o parâmetro de dano na mecânica de dano contínuo.

3.3.1 Critérios de fratura

No trabalho desenvolvido por [2] foi identificado que a triaxialidade de tensões e o ângulo de Lode são parâmetros fundamentais para a determinação da deformação de fratura. No entanto, nas análises de abalroamento de navios os critérios de fratura desacoplados mais utilizados não levam em consideração estes parâmetros, preferencialmente, opta-se por critérios que consideram a curva de deformação de fratura versus tamanho do elemento finito ([33], [30]), ou senão, simplesmente estabelecem um valor de deformação de fratura de 20% (DNV [1]).

Entre os critérios mais destacáveis que levam em consideração a triaxialidade de tensões é o critério de RTCL [34]. O critério estabelece diferentes funções de acumulação de dano segundo a faixa de triaxialidade de tensões (tração, cisalhamento e compressão), as quais são integradas em função da deformação plástica efetiva. A equação 3.11 mostra o critério RTCL adaptado, o qual considera a triaxialidade de tensões como uma variável não local e introduz os coeficientes de

ajuste "a_1, "a_2" e "a_3".

$$D = \begin{cases} 0 & para \quad \bar{T} \leq -\frac{1}{3}; \\ \int 2a_1 \frac{1+\bar{T}\sqrt{12-27\bar{T}^2}}{3\bar{T}+\sqrt{12-27\bar{T}^2}} d\bar{\varepsilon}^p & para \quad -\frac{1}{3} < \bar{T} < \frac{1}{3}; \\ \int \frac{1}{a_2} e^{a_3\bar{T}} d\bar{\varepsilon}^p & para \quad \bar{T} \geq \frac{1}{3} \end{cases} \tag{3.11}$$

onde,
$\bar{T}$: Triaxialidade de tensões não local.
$\bar{\varepsilon}^p$: Deformação plástica efetiva.
a_1, a_2 e a_3: Coeficientes de ajuste.

No critério RTCL [34] original os valores dos coeficientes "a_1", "a_2" e "a_3" para o aço comum são 1,65, 1,5, e 1,0, respectivamente.

Outro critério importante é o MMC [2] para determinação da deformação de fratura do material em função da triaxialidade de tensões e do ângulo de Lode. Este critério foi desenvolvido considerando o trabalho de Mohr [61], onde se estabelece que a fratura do material acontece quando a combinação das tensões de cisalhamento (τ) e normal (σ_n) alcança um valor crítico, segundo a equação 3.12. Os valores das constantes do material c_1 e c_2 são denominadas de atritos interno e coesão, respectivamente.

$$\max(\tau + c_1\sigma_n) = c_2 \tag{3.12}$$

O desenvolvimento do critério MMC é detalhadamente descrito no trabalho de BAI e WIERZBICKI [2], cujo resultado é mostrado na equação 3.13.

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_f = & \left\{ \frac{A}{c_2} \left[1 - c_T \left(T - T_0\right)\right] \right. \\ & \left[c_\theta^s + \frac{\sqrt{3}}{2-\sqrt{3}} \left(c_\theta^{ax} - c_\theta^s\right) \left(\sec\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) - 1 \right) \right] \\ & \left. \left[\sqrt{\frac{1+c_1^2}{3}} cos\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) + c_1 \left(T + \frac{1}{3}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) \right] \right\}^{-1/n} \end{aligned} \tag{3.13}$$

onde,
A, n: Constantes da lei de potência.
T_0, c_T: Constantes dependentes da triaxialidade de tensões.
c_θ^s, c_θ^{ax}: Constantes dependentes do ângulo de Lode.
$\bar{\theta} = 1 - \frac{6\theta}{\pi}$: Ângulo de Lode normalizado, sendo θ o ângulo de Lode.

Assumimos nesta Tese uma simplificação do critério MMC ao considerar os parâmetros $c_T = 0$, $c_\theta^s = c_3$ e $c_\theta^{ax} = 1$. Também a variável local T é substituída pela

variável não local $\bar{T}$. O resultado após estas considerações é mostrado na equação 3.14, sendo necessários três constantes de ajuste (c_1, c_2 e c_3), os quais determinaram uma superfície no sistema de coordenadas ($\bar{\varepsilon}_f$, T e $\bar{\theta}$).

$$\begin{aligned}\bar{\varepsilon}_f = &\left\{ \frac{A}{c_2}\left[c_3 + \frac{\sqrt{3}}{2-\sqrt{3}}\left(1-c_3\right)\left(\sec\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right)-1\right)\right]\right. \\ &\left.\left[\sqrt{\frac{1+c_1^2}{3}}cos\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right)+c_1\left(\bar{T}+\frac{1}{3}\right)\text{sen}\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right)\right]\right\}^{-1/n}\end{aligned} \tag{3.14}$$

Como os diferentes estados de tensões ou de deformações são definidos por valores do ângulo de Lode normalizados característicos, pode-se dizer que para cada uma destas situações são definidas diferentes curvas de deformação de fratura versus triaxialidade. Estas curvas podem ser determinadas usando na equação 3.14, por exemplo, $\bar{\theta} = 1$ no caso de estado de tensão axissimétrica, $\bar{\theta} = -1$ se o estado de tensão for de compressão axissimétrica, $\bar{\theta} = 0$ no caso de estado plano de deformações ou cisalhamento generalizado, para o estado plano de tensões utiliza-se a relação dada na equação 3.15.

$$\cos\left(\frac{\pi}{2}\left(1-\bar{\theta}\right)\right) = -\frac{27}{2}\bar{T}\left(\bar{T}^2-\frac{1}{3}\right) \tag{3.15}$$

3.3.2 Modelo de dano de Lemaitre

LEMAITRE [45] considera a variável do parâmetro de dano (D) inserindo nas equações constitutivas do material. O modelo avalia o tensor de tensões (σ) com módulo de elasticidade (E) e deformações elásticas (ε_e) multiplicadas pelo fator $(1-D)$, representando o estado do material danificado, vide equação 3.16. Também, para evolução do dano ($\dot{D}$), Lemaitre considera o modelo isotrópico, sendo proporcional ao incremento plástico ($\dot{\gamma}$) e à força termodinâmica conjugada ($-Y$), vide equação 3.17, a evolução do dano começa quando o dano atinge o valor de umbral do dano (D_0). As variáveis "r" e "s" são parâmetros escalares de ajuste para a evolução do dano, convencionalmente o valor de $r = \sigma_0/200$ e $s = 1$, Ls-Dyna [60]. A equação 3.18 mostra a força termodinâmica conjugada para o dano em função da pressão hidrostática (p) e da tensão equivalente de von Mises (q). G e K são os módulos de cisalhamento e volumétrico, respectivamente.

$$\sigma = E\varepsilon_e\left(1-D\right) \tag{3.16}$$

$$\dot{D} = \begin{cases} 0 \quad para \quad D < D_0 \\ \dot{\gamma}\frac{1}{1-D}\left(\frac{-Y}{r}\right)^s \quad para \quad D > D_0 \end{cases} \tag{3.17}$$

$$Y = \frac{-q^2}{6G(1-D)^2} - \frac{p^2}{2K(1-D)^2} \tag{3.18}$$

O dano é selecionado para uma avaliação não local, avaliando-se o valor da variável como é mostrada na equação 3.19.

$$\bar{D}(\chi) = \int_V \beta(\chi,\xi)D(\xi)d\xi \tag{3.19}$$

3.3.3 Sub-rotina USER-NONLOCAL

A programação na linguagem Fortran do enfoque não local é introduzida no programa Ls-Dyna através da sub-rotina de material (dyn21.f). Neste desenvolvimento as integrações que aparecem na equação 3.8 da variável não local e na equação 3.9 do parâmetro β, são realizadas numericamente usando o método integração da quadratura de Gauss como indicado nas equações 3.20 e 3.21, respectivamente.

$$\bar{L}_k = \sum_{l=1}^{N_{GP}} w_l J_l \beta_{kl} L_l \tag{3.20}$$

$$\beta_{kl} = \frac{\beta_0\left(\|x_k - x_l\|\right)}{\sum_{m=1}^{N_{GP}} w_m J_m \beta_0\left(\|x_k - x_m\|\right)} \tag{3.21}$$

onde,
$\bar{L}_k$: Variável não local no ponto de integração do elemento k.
L_l: Variável local no ponto de integração do elemento vizinho l.
N_GP: Número de pontos de Gauss no domínio V.
w_l: Valores dos pesos nos pontos de integração do elemento vizinho l.
J_l, J_m: Determinante do Jacobiano no ponto de integração do elemento vizinho l e m.

3.4 Diagrama de fluxo do MMA-N

Em resumo, neste Capítulo é proposta uma metodologia para refinamento de malha adaptativa não local (MMA-N) para aplicação em simulações numéricas de acidentes de abalroamento de navios. Neste desenvolvimento são incorporados indicadores de refinamento e o tratamento com enfoque não local das variáveis como triaxialidade

de tensões e parâmetro de dano. Esta metodologia é implementada no programa Ls-Dyna, utilizando a linguagem de programação Fortran. A Figura 3.6, mostra o diagrama de fluxo da implementação do MMA-N no programa Ls-Dyna.

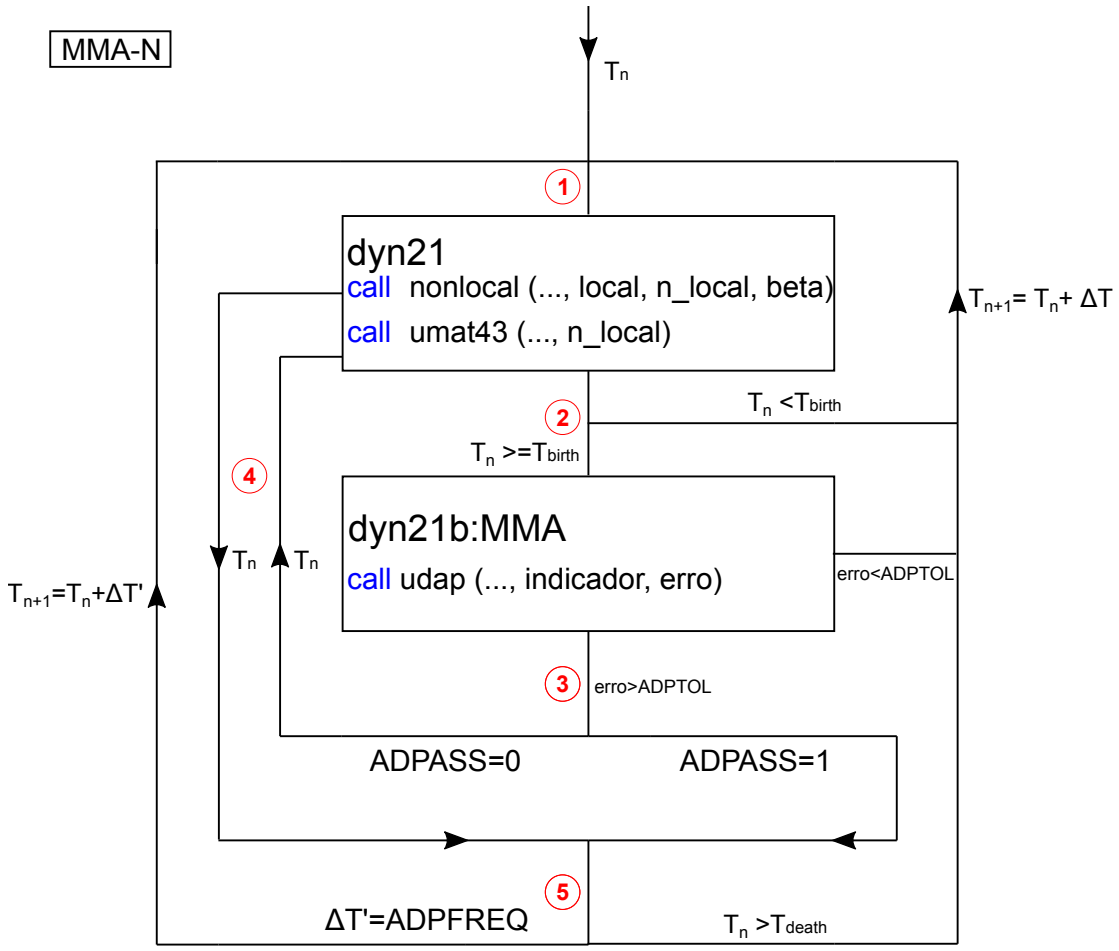


Figura 3.6: Diagrama de fluxo para implementação do MMA-N.

3.5 Experimentos em escala média

A seguir são apresentadas aplicações do MMA-N em "*benchmarks*" de cenários de colisão e encalhamento. O cenário corresponde à colisão de um bulbo rígido em uma placa enrijecida. O modelo numérico para o experimento considera o método MMA-N procurando testar o tempo computacional, o refinamento automático perto do local de início de fratura e o problema de patologia de malha. Assim, os resultados e o tempo computacional de três diferentes refinamentos de malha são comparados com os determinados com o refinamento automático obtido pelo MMA-N. Para a determinação do início e local da fratura consideram-se o critério de RTCL e o modelo da mecânica do dano de Lemaitre. Os resultados numéricos de cada refinamento são avaliados através da curva força versus deslocamento, tempo computacional e imagens do local de início da fratura.

3.5.1 Placa enrijecida

O cenário de colisão frontal de um bulbo com um painel de costado é simplificado por meio de um indentador maciço e uma placa enrijecida, representando um estudo de projeto rígido. O modelo numérico é minuciosamente descrito nos trabalhos de [6] e [16]. As considerações básicas do modelo numérico são o controle do deslocamento do bulbo sobre a placa enrijecida, a qual está engastada aos enrijecedores nas duas extremidades transversais e livre nos bordos longitudinais. A Figura 3.7 apresenta um esboço da placa enrijecida com o bulbo rígido, onde também são especificadas as condições de contorno. A região destacada na cor azul, com dimensões de 300 mm x 500 mm, é a área do painel onde serão apresentados os resultados das deformações. Na análise numérica o bulbo é modelado como corpo rígido e para a placa enrijecida considera-se o material com encruamento isotrópico e critério de escoamento de von Mises, sendo a curva tensão versus deformação definida pela lei de Potência. Na Tabela 3.1 são dados os valores da tensão de escoamento (σ_y), módulo de elasticidade (E) e parâmetros de ajuste para a lei de Potência (A) e (n), e a deformação de fratura (ε_n) para um tamanho de malha igual a l_e e espessura t.

Tabela 3.1: Característica para representação do material da placa enrijecida.

Propriedades		Lei de Potência		Deformação de fratura		
σ_y	E	K	n	ε_f	l_e	t
284,0	206,0	730	0,205	0,67	2,0	2,0

Adotou-se o coeficiente de atrito igual a 0,3, e o modelo de contato utilizado para detectar as superfícies que interagem na colisão é definido pelo comando

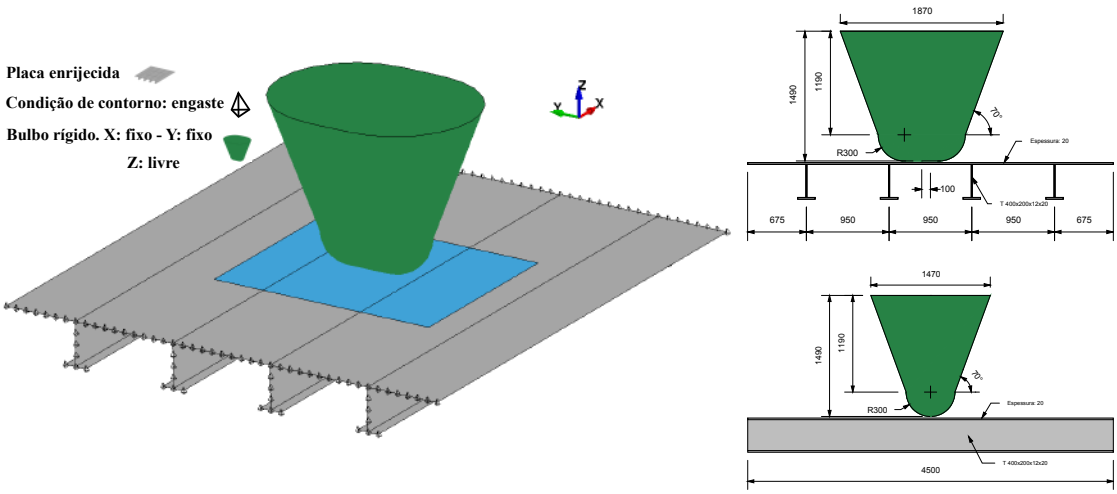


Figura 3.7: Modelo numérico e refinamento na parte central (cor azul), para variação de malha.

*CONTACT_AUTOMATIC_GENERAL, o qual utiliza o método de penalidade para avaliar a penetração entre superfícies, Ls-Dyna [60].

Três níveis de refinamentos uniformes são utilizados para a placa e enrijecedores, designados como: malha grossa (MG), malha intermédia (MI) e malha fina (MF). O elemento finito utilizado nas discretizações é o elemento tipo casca "SHELL 163", o qual considera a integração total e cinco pontos integração na direção da espessura. Na MG as dimensões de todos os elementos são de 100 mm x 100 mm, para a MI 50 mm x 50 mm e na MF 25 mm x 25 mm.

Os valores iniciais dos parâmetros exigidos no comando *CONTROL_-ADAPTIVE para o cálculo do indicador de distorção (DIS), da deformação plástica efetiva (DPE) e do parâmetro de dano (PD) para utilizar o MMA-N são mostrados na Tabela 3.2. Os valores do raio de influência (R) para avaliar as variáveis locais são estabelecidos como sendo de três vezes o valor do tamanho da malha MG, a tolerância de cada indicador para realização do refinamento (ADPTOL) é de 10%, se estabeleceu a razão de um décimo do tempo total da simulação numérica para a frequência do refinamento adaptativo (ADPFREQ), adotou-se como 3 o número máximo de refinamentos (IREFLG) e optou-se pela verificação da necessidade de novo refinamento (ADPASS=1).

No critério RTCL foi utilizado a relação entre a deformação de fratura e o tamanho da malha segundo a equação 3.22.

$$\varepsilon_f = n + (\varepsilon_n - n)\,\frac{t}{l_e} \tag{3.22}$$

No caso do critério de Lemaitre são ajustadas as constantes que definem o incremento do dano, considerando a curva do material da placa apresentada no trabalho de EHLERS *et al.* [6], os resultados são mostrados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Constantes ajustadas para o critério de Lemaitre.

r (MPa)	s	D_0	D_c
1	1	0,5	0,8

3.5.2 Resultados

O resultado para o teste experimental da placa enrijecida é apresentada através da curva de força versus deslocamento. Esta curva também é obtida numericamente empregando o enfoque local e não local. No enfoque local a simulação da falha do material é avaliada utilizando o critério de RTCL e o critério de Lemaitre. O enfoque não local considera as variáveis locais de triaxialidade de tensões e parâmetro de dano, sendo os resultados apresentados para o MMA-N com os diferentes indicadores de refinamento.

Na Figura 3.8a é mostrada a curva força versus deslocamento para o critério RTCL (equação 3.9), para os três refinamentos uniformes citados. Pode ser observado que na parte inicial do teste, até cerca de 0,4 m de deslocamento, existe pouca variação das respostas entre as diferentes malhas e a curva experimental. A partir deste deslocamento pode ser visto uma grande dispersão dos resultados, sendo que curva para a malha mais refinada se ajusta à experimental até o deslocamento de 0,42 m. Observa-se também que a força de fratura da placa apresenta crescimento com o aumento do refinamento da malha. Na Figura 3.8b é apresentado o resultado da curva força versus deslocamento para modelo empregando o critério de Lemaitre. Como pode ser visto nas curvas correspondentes às diferentes malhas, a força de fratura da placa decresce com o aumento do refinamento de malha. Em resumo, os resultados são sensíveis ao refinamento da malha e apresenta melhores resultados quando é considerado o critério RTCL.

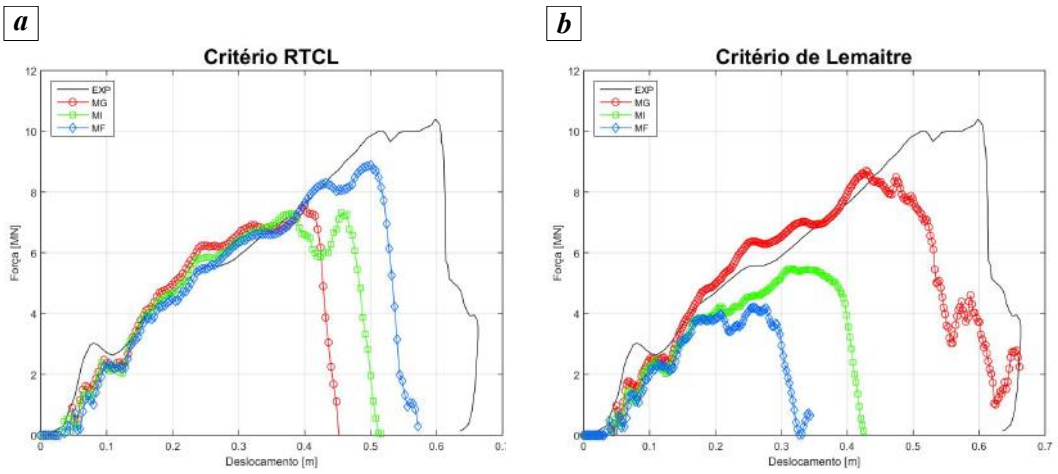


Figura 3.8: Enfoque local. a) Critério RTCL. b) Critério de Lemaitre.

Na Figura 3.9 são mostrados os resultados obtidos com o enfoque não local considerando a variável de triaxialidade de tensões no critério de RTCL e parâmetro de dano no critério de Lemaitre. A Figura 3.9a quando comparada à Figura 3.8a mostra que não houve variação na resposta para os diferentes tamanhos de malha considerando os critérios de Lemaitre e RTCL. A figura 3.8b, apresenta uma variação na forca para a malha intermediária, nas outras malhas a variação é menor.

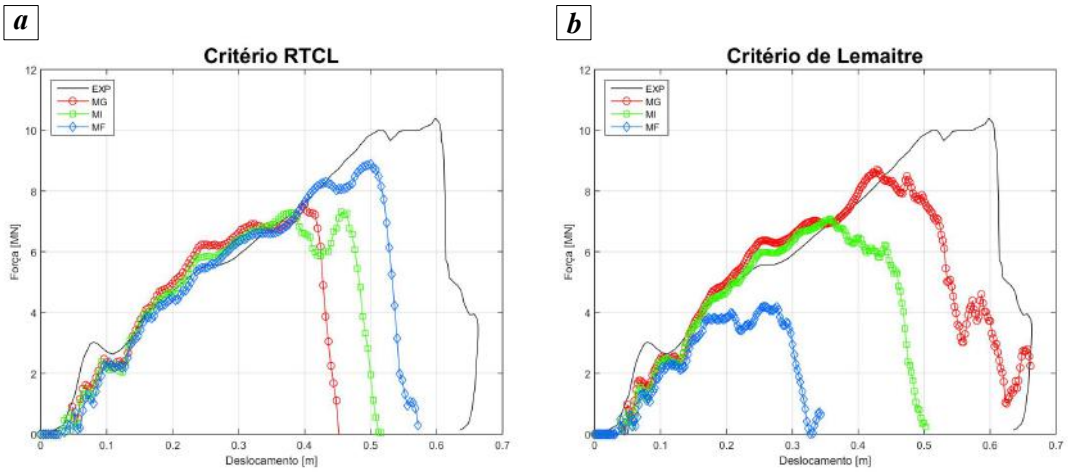


Figura 3.9: Enfoque não local. a) Critério RTCL. b) Critério de Lemaitre.

A Figura 3.10 mostra os resultados em termos de gráficos de isodeformações para o enfoque local e não local no instante de início da fratura, considerando o critério de RTCL para os três tamanhos de malha. Pode ser observado que, assim como nas curvas força versus deslocamento, também o campo de deformações e o local de início da fratura são iguais em ambos os enfoques, em todas as malhas.

Na Figura 3.11 são mostrados os gráficos de isodeformações obtidos com as soluções para os três refinamentos de malha usando o enfoque local e não local, considerando o critério de Lemaitre. Pode ser observado que para a malha com menor e maior refinamento, em ambos os enfoques o campo de deformações e o local de início da fratura coincidem, mas para a malha com refinamento intermediário isto não se observa.

Os gráficos da Figura 3.12 apresentam os resultados do MMA-N (malha adaptativa) para os critérios de RTCL e de Lemaitre. A Figura 3.12 mostra que as curvas força versus deslocamento utilizando os três indicadores de refinamento se aproximam muito da curva do resultado experimental, considerando o critério de RTCL.

As Figuras 3.13 apresentam os gráficos das isodeformações empregando o MMA-N considerando o critério de RTCL e de Lemaitre, respectivamente, para os três indicadores de refinamento.

Na Figura 3.14 são apresentados gráficos de barras para a comparação dos tempos

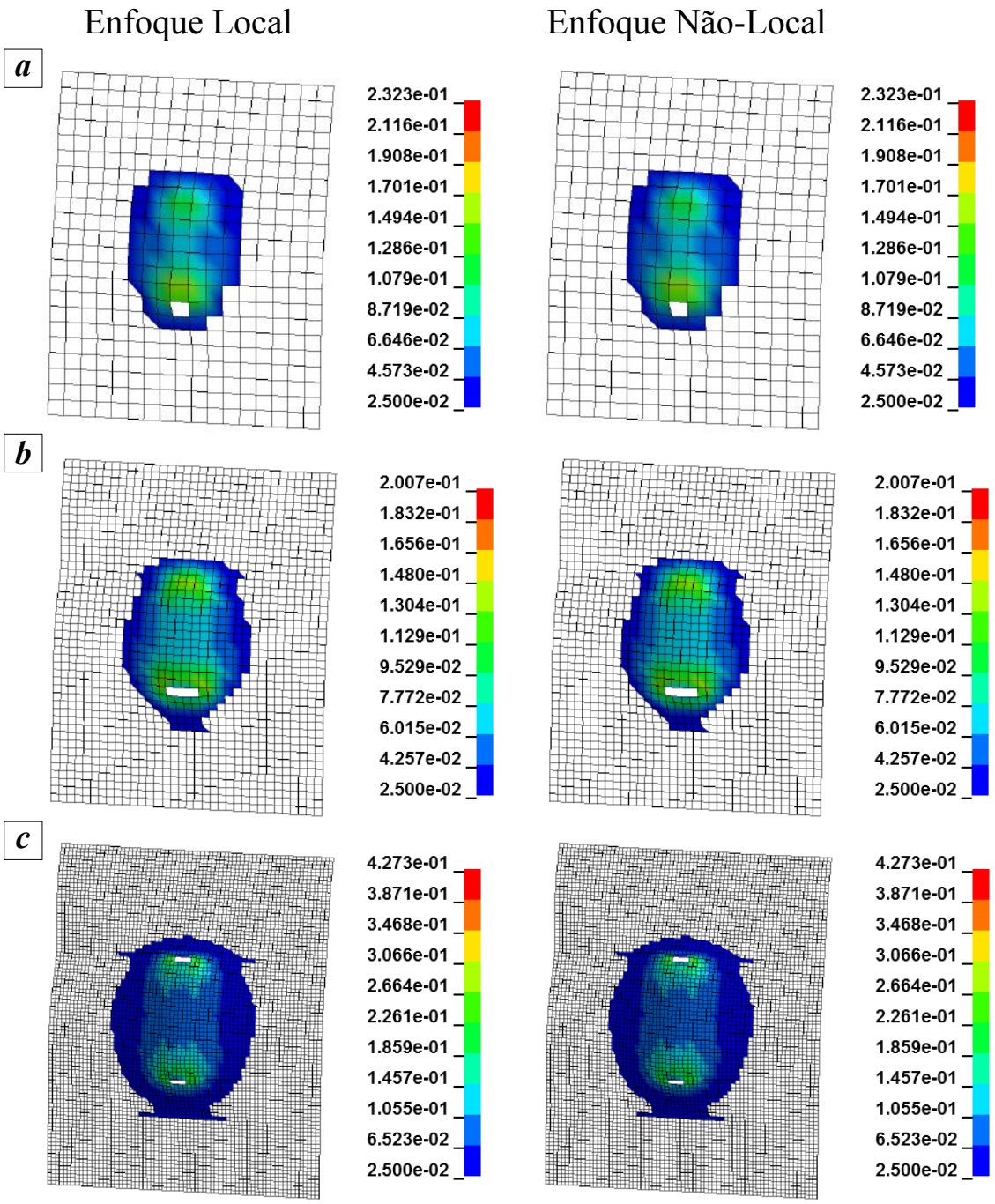


Figura 3.10: Comparação entre enfoque local e não local para o critério RTCL. *a)* Malha grossa. *b)* Malha intermediária. *c)* Malha fina.

computacionais considerando um processador Intel Core i7-4960X nas análises realizadas para o enfoque local e não local utilizando os critérios RTCL e Lemaitre, para cada um dos três refinamentos de malha.

Na Figura 3.15 são apresentados gráficos de barras para a comparação dos tempos computacionais com o mesmo computador citado, nas análises realizadas empregando o MMA-N com os critérios RTCL, para cada um dos três indicadores de refinamento.

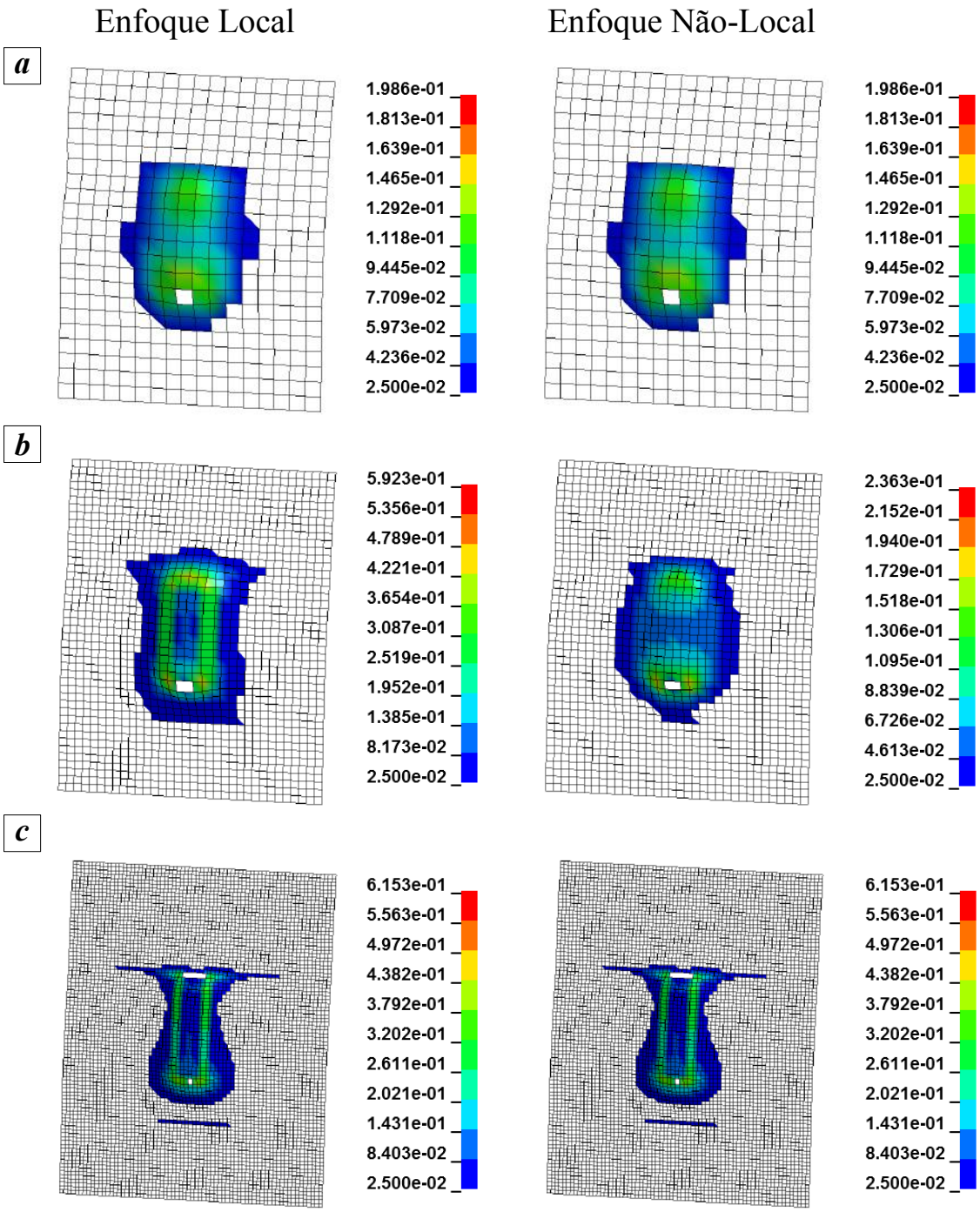


Figura 3.11: Comparação entre enfoque local e não local para o critério de Lemaitre. *a)* Malha grossa. *b)* Malha intermediária. *c)* Malha fina.

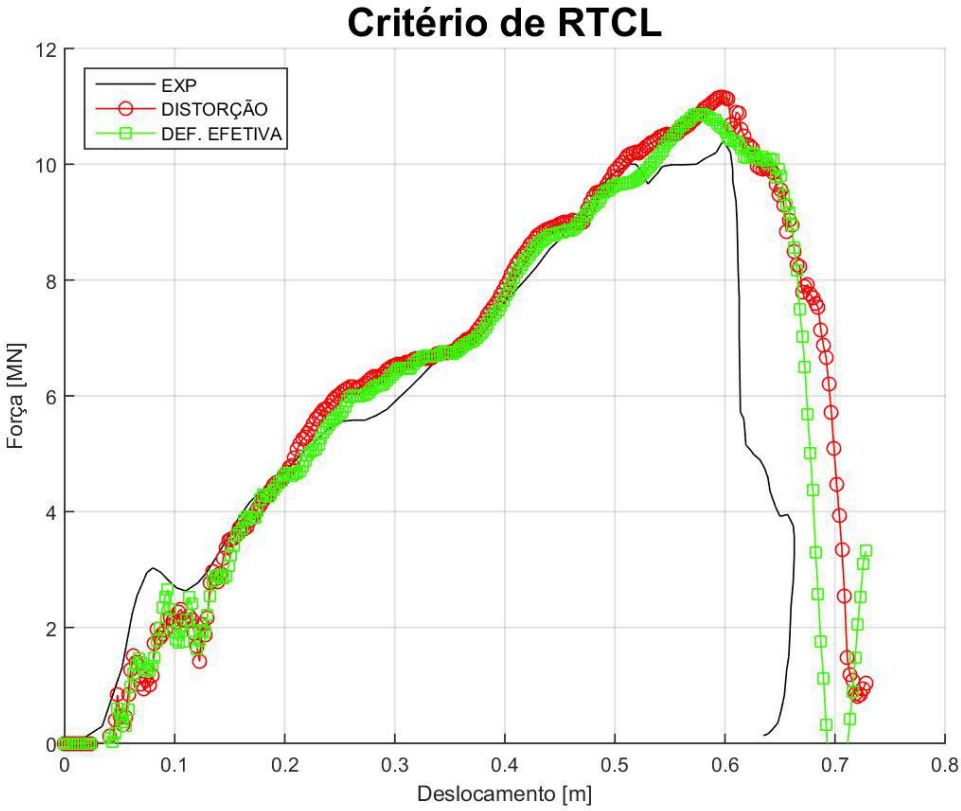


Figura 3.12: MMA-N. Critério RTCL.

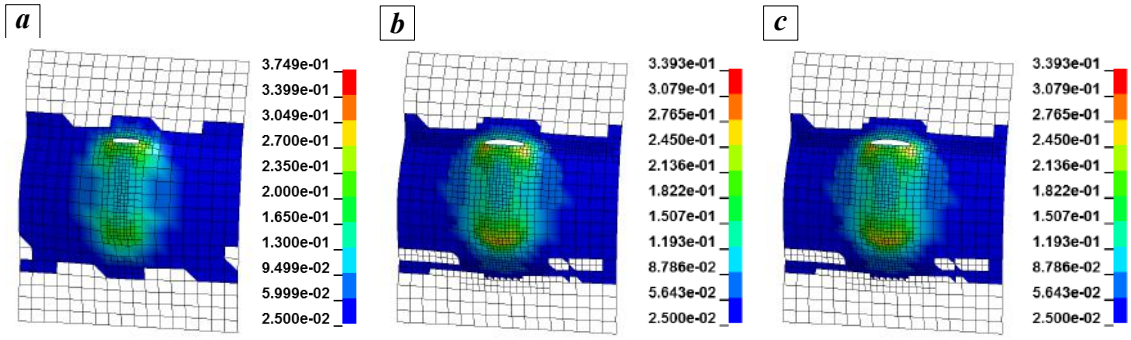


Figura 3.13: Isodeformações para o critério RTCL utilizando o MMA-N. *a)* Indicador de distorção. *b)* Indicador de deformação plástica efetiva. *c)* Indicador de parâmetro de dano.

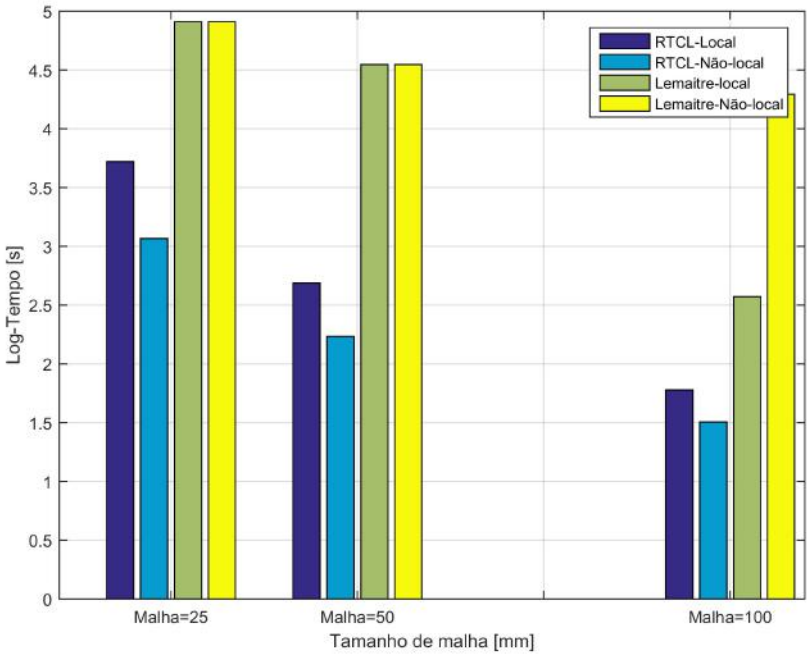


Figura 3.14: Tempo computacional para enfoque local e não local para os critérios de RTCL e Lemaitre.

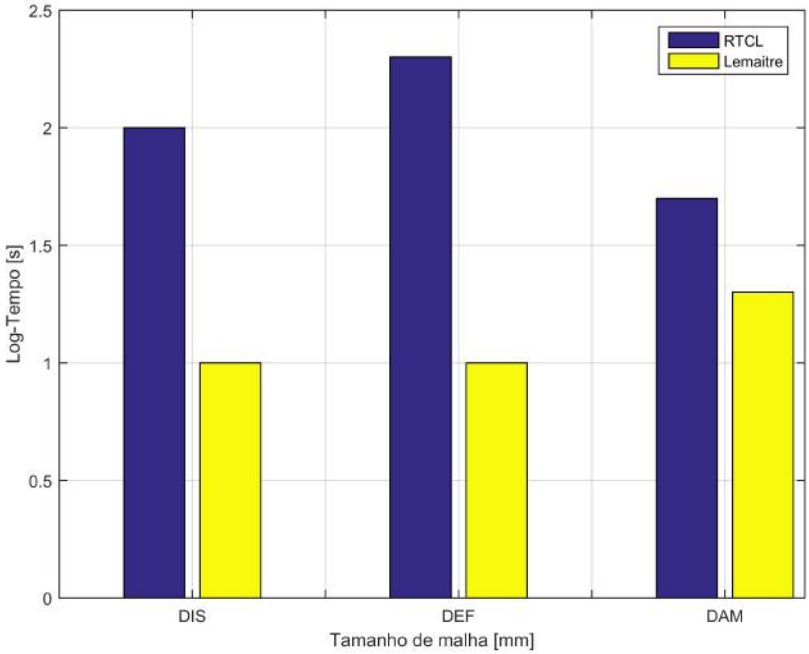


Figura 3.15: Tempo computacional para MMA-N para os critérios de RTCL e Lemaitre.

Capítulo 4

Metodologias analíticas simplificadas

Uma forma objetiva de avaliar os acidentes de abalroamento de navios quantitativamente e qualitativamente é através da energia absorvida e da força de impacto mediante formulações obtidas de forma empírica ou teórica. Por exemplo, no trabalho de MINORSKY [20] é mostrada uma formulação obtida por regressão linear de dados estatísticos de acidentes de colisão com grande absorção de energia ($>$ 300 tons-knots2). Atualmente, formulações analíticas são desenvolvidas para calcular a força de impacto e consequentemente determinar a energia absorvida. Os autores baseiam-se no teorema do limite superior para formular equações para os diferentes modos de dano que podem ser observados nas estruturas avariadas em um dado cenário de abalroamento. Conforme o arranjo estrutural e o cenário de abalroamento existem modos de dano preponderantes, por exemplo, o estiramento (indentação) de uma placa até a fratura, que acontece numa colisão frontal sobre o costado de um navio. Outro modo de dano importante é o esmagamento de estruturas cruciformes ou de elementos estruturais do bulbo de proa e do convés do navio. A principal hipótese dos métodos analíticos simplificados é que diferentes partes estruturais, tais como, costado, conveses e cavernas, não interagem, mas contribuem independentemente para a resistência total à colisão.

Além disso, o sucesso de uma formulação analítica depende do modelo geométrico para um determinado modo de dano e da sua validação experimental ou verificação numérica. Devido à complexidade da análise dos acidentes de abalroamento são necessários modelos geométricos mais compatíveis com os elementos estruturais. Por exemplo, comumente o bulbo de proa de um navio é representado por uma esfera ou cone rígido, que no caso de uma colisão frontal com um costado produzirá o modo de indentação da placa do costado, com um estado de deformação simétrico em relação a dois eixos na placa danificada. No caso de um bulbo real, devido à sua forma geométrica, o estado de deformação será simétrico apenas em relação a um

eixo.

Neste Capítulo, serão definidos os aspectos principais para a formulação analítica empregando o teorema do limite superior para a determinação da força de impacto em um acidente de abalroamento. Além disso, serão apresentadas as formulações analíticas de outros modos de dano característicos em cenários de colisão de navios. Também será desenvolvida uma formulação analítica original para o caso de uma placa submetida à indentação por bulbo até a fratura, considerando formas do bulbo com curvatura principal nula e assimétrica. No final deste Capítulo será apresentado o procedimento para avaliar o cenário de colisão de um bulbo rígido com o costado de um navio de casco duplo, correlacionando os resultados analítico, numérico e experimental, utilizando para o resultado analítico a formulação desenvolvida para curvatura principal nula.

4.1 Teorema do limite superior

As metodologias analíticas simplificadas são baseadas no teorema do limite superior e em algumas hipóteses de observações de danos em acidentes reais ou de simulações numéricas e estudos experimentais. No desenvolvimento da formulação, em todos os casos, é assumido o comportamento perfeitamente plástico para o material, desconsiderando o encruamento.

O teorema do limite superior estabelece que se a taxa do trabalho de um sistema de forças aplicadas na estrutura durante qualquer colapso cinematicamente admissível for igualada à correspondente taxa de dissipação de energia interna, então o sistema de cargas causa o colapso ou está no ponto de colapso. O princípio do trabalho virtual na forma de taxa temporal, mostrado na equação 4.1, pode ser usado para provar o teorema do limite superior, equação 4.2, o qual é descrito por ZHANG [21].

$$\int_A F_i \dot{u}_i dA + \int_V T_i \dot{u}_i dV = \int_V \sigma_{ij} \dot{\varepsilon}_{ij} dV; \tag{4.1}$$

onde, F_i é a força externa aplicada na superfície (A) e T_i é a força de corpo em um volume (V), $\dot{u}_i$ é a velocidade, $\dot{\varepsilon}_{ij}$ é a taxa do tensor de deformação e σ_{ij} é o estado de tensões.

O equilíbrio da taxa de energia externa e da taxa de dissipação da energia interna pode ser expresso por:

$$P.\dot{\delta} = \dot{E}_{\text{int}}; \tag{4.2}$$

onde, P é a força externa aplicada para um modo de dano dado, $\dot{\delta}$ é a velocidade

no ponto de aplicação da força e $\dot{E}_{\text{int}}$ é a taxa de energia interna desenvolvida no respectivo modo de dano.

Na deformação de uma placa, a taxa de energia plástica interna pode ser escrita como a soma da taxa de dissipação da energia de flexão $\left(\dot{E}_b\right)$ e de membrana $\left(\dot{E}_m\right)$:

$$\dot{E}_{\text{int}} = \dot{E}_m + \dot{E}_b \tag{4.3}$$

Esta composição depende do campo de deformações observado em um determinado modo de dano. Por exemplo, na indentação de placa as deformações são dadas no plano, deformações de membrana, excluindo-se as deformações por flexão. Assim, no modo de indentação, considerando o material perfeitamente plástico, a taxa de energia de membrana é dada através da equação 4.4. Utilizando o critério de von Mises a equação 4.4 pode ser expressa como na equação 4.5 (ZHANG [21]), a demonstração da passagem da equação 4.4 para a equação 4.5 é detalhada no Anexo B.

$$\dot{E}_m = \int_A N_{\alpha\beta}\dot{\varepsilon}_{\alpha\beta} dA \quad ; \quad (\alpha, \beta = 1, 2) \ ; \tag{4.4}$$

$$\dot{E}_m = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_0 t \int_A \sqrt{\dot{\varepsilon}_{xx}^2 + \dot{\varepsilon}_{yy}^2 + \dot{\varepsilon}_{xx}\dot{\varepsilon}_{yy} + \dot{\varepsilon}_{xy}^2} dxdy; \tag{4.5}$$

onde, $N_{\alpha\beta}$ e $\dot{\varepsilon}_{\alpha\beta}$ são as forças por membrana e as deformações em forma de taxa. σ_0 é o fluxo de tensão, calculada como a média entre a tensão de escoamento e a tensão última, e t a espessura da placa. Devido à dificuldade de se calcular o fluxo de tensão para os problemas de colisão de navios, σ_0 será determinado como a média entre a tensão de escoamento e tensão última estáticas.

O modo de esmagamento é comumente observado nas interseções dos reforços dos navios ou no comportamento da chapa de forro do bulbo ao impactar-se perpendicularmente a uma estrutura. A equação 4.6 mostra a formulação da energia por flexão em forma de taxa, neste caso as deformações por flexão são dadas nas linhas de flexão plástica originadas nas estruturas. Ademais, a formulação é enunciada para o momento perfeitamente plástico.

$$\dot{E}_b = \int_{A_1} M_{\alpha\beta}\dot{k}_{\alpha\beta} dA_1 + \sum_{i=1}^{n} M_{0i}\dot{\theta}_i l_i \quad ; \quad (\alpha, \beta = 1, 2) \ ; \tag{4.6}$$

onde, $M_{\alpha\beta}$ e $\dot{k}_{\alpha\beta}$ são o momento por flexão e a curvatura da placa em forma de taxa, respectivamente. M_0 é o momento plástico calculado a partir de $\sigma_0 t^2/4$. $\dot{\theta}_i$ e l_i são a rotação e o comprimento para dobradiça "i". n e A_1 são a quantidade de dobradiças e a área da placa, respectivamente.

O teorema de limite superior define um estado de deformação cinematicamente

admissível, o qual é definido através da idealização da geometria danificada para o modo de dano respectivo. No caso do modo de indentação, o estado de deformação é calculado mediante um aporte de membrana da placa e o deslocamento cinematicamente admissível dependente do tempo (T). A equação 4.7 mostra a função para o cálculo de deformações para o modo de indentação.

$$w\left(x,y,\mathrm{T}\right)=\delta\left(\mathrm{T}\right).f\left(x,y\right) \tag{4.7}$$

Por exemplo, para a indentação de uma placa mediante uma força aplicada no centro da placa (dimensões $2S_x$x$2S_y$) e utilizando a função mostrada na equação 4.8 para o cálculo das deformações por membrana mediante a equação 4.7, o resultado da força em função do deslocamento, δ, é dada na equação 4.9, o qual é principalmente dependente da geometria da placa e do fator "m" que determina o comportamento do estado de deformação de membrana. A demonstração de $P\left(\delta\right)$ utilizando a equação 4.5 e a 4.7 é detalhado no trabalho de [21].

$$f\left(x,y\right)=\left(\tfrac{x}{S_x}\right)^m\left(\tfrac{y}{S_y}\right)^m \quad , \quad m\geq 1 \tag{4.8}$$

$$P\left(\delta\right)=\frac{2}{\sqrt{3}}.\frac{4m^2}{4m^2-1}\sigma_0.t.\delta\left(\frac{S_y}{S_x}+\frac{S_x}{S_y}\right) \tag{4.9}$$

No caso de placas reforçadas, o teorema assume uma espessura equivalente (t_{eq}), acrescentando ao valor da espessura da placa (t_p) um fator igual ao quociente da área do reforçador (A_s) e a distancia entre reforçadores (d), vide equação 4.10.

$$t_{eq}=t_p+A_s/d \tag{4.10}$$

4.2 Modo de dano de indentação

Convencionalmente, o modelo geométrico para o modo de indentação considera uma placa deformável (retangular ou circular) e um indentador rígido em forma de esfera, WANG *et al.* [26], paraboloide com seção transversal circular, ZHANG [21], ou seção transversal elíptica, HARIS [58]. As formas geométricas mencionadas para o indentador originam um campo de deformações simétricas no processo de indentação da placa. A representação da placa-indentador simplifica um cenário de colisão frontal, frequentemente observado nos acidentes de abalroamento, onde a placa simboliza o costado do navio agredido e o indentador a proa do navio agressor. Para o bulbo, existem principalmente três tipos de seções transversais, a seção "O", a seção delta "Δ" e a seção nabla "∇", as duas últimas seções originam nos locais de colisão deformações assimétricas. Nas Figuras 4.1a-b-c são mostrados os tipos de

seções de bulbos de proa de navios.

Existem novas formas de bulbo de proa utilizadas com a finalidade de melhorar a resistência ao avanço e diminuir os efeitos da colisão ao comportarem-se como amortecedores. Também foram desenvolvidas outras formas de bulbo para simplificar o processo de fabricação para testes experimentais. Um exemplo de tipo de bulbo pouco convencional, mas significativo devido ao teste experimental realizado por [6], é o mostrado na Figura 4.1d, onde uma das curvaturas na extremidade é aproximadamente igual a zero. Outra idealização, observada no trabalho de Zhang, é mostrada na Figura 4.1e, onde as curvaturas na extremidade em todas as direções são diferentes de zero. Na Figura 4.1f, é mostrada a forma do bulbo de proa típico de uma embarcação de apoio, seção do tipo nabla, onde nas duas direções principais destacadas, uma é simétrica e outra assimétrica. Nesta tese, será considerado o modelo reduzido do bulbo de proa do tipo nabla para os testes experimentais os quais serão desenvolvidos no Capítulo 5.

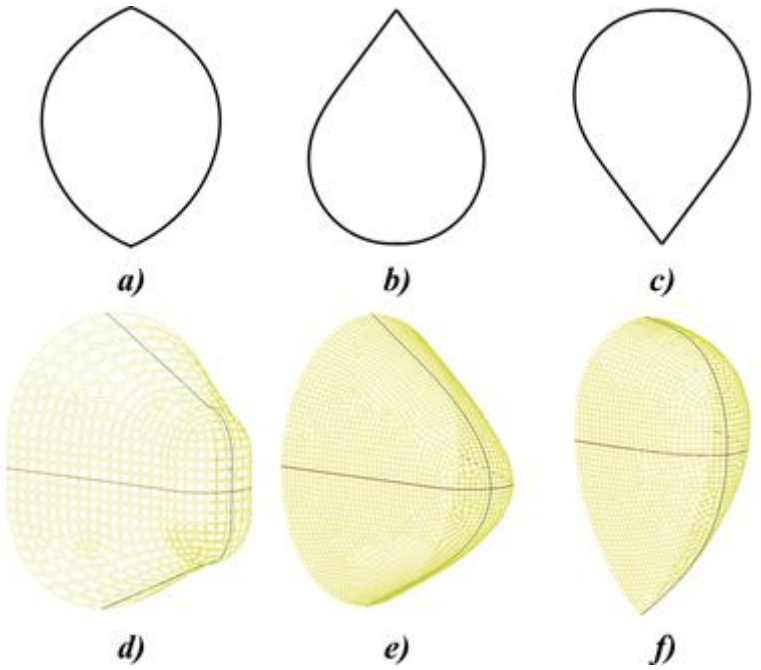


Figura 4.1: *a)* Bulbo tipo "O". *b)* Bulbo tipo delta "Δ". *c)* Bulbo tipo nabla "∇". Geometrias idealizadas do bulbo da proa de navio. *d)* Modelo experimental de [6]. *e)* Modelo de [21] e [58]. *f)* Bulbo de proa de navio PSV.

4.2.1 Indentação de placa

Com o objetivo de expressar uma formulação analítica para o modo de dano de indentação para uma placa retangular, considera-se primeiramente uma tira finita para uma respectiva direção. Na Figura 4.2 é mostrado o modelo geométrico danificado para o modo de indentação de uma tira finita, onde são apresentados

o indentador tipo paraboloide com seção transversal elíptica (curvaturas simétricas) e uma seção da placa retangular com dimensões x . Também pode ser visto o ponto de separação (q0) que determina duas zonas para os deslocamentos cinematicamente possíveis da placa, na parte de baixo apresenta a forma geométrica do indentador e na parte de cima uma forma linear ou quadrática. Neste modelo, supõe-se que existe uma proporção entre o deslocamento de indentação, o deslocamento do ponto de separação da tira finita-indentador e as dimensões da tira finita. Também, no ponto de separação (q0) entre a tira finita-indentador considera-se a continuidade na inclinação (derivada).

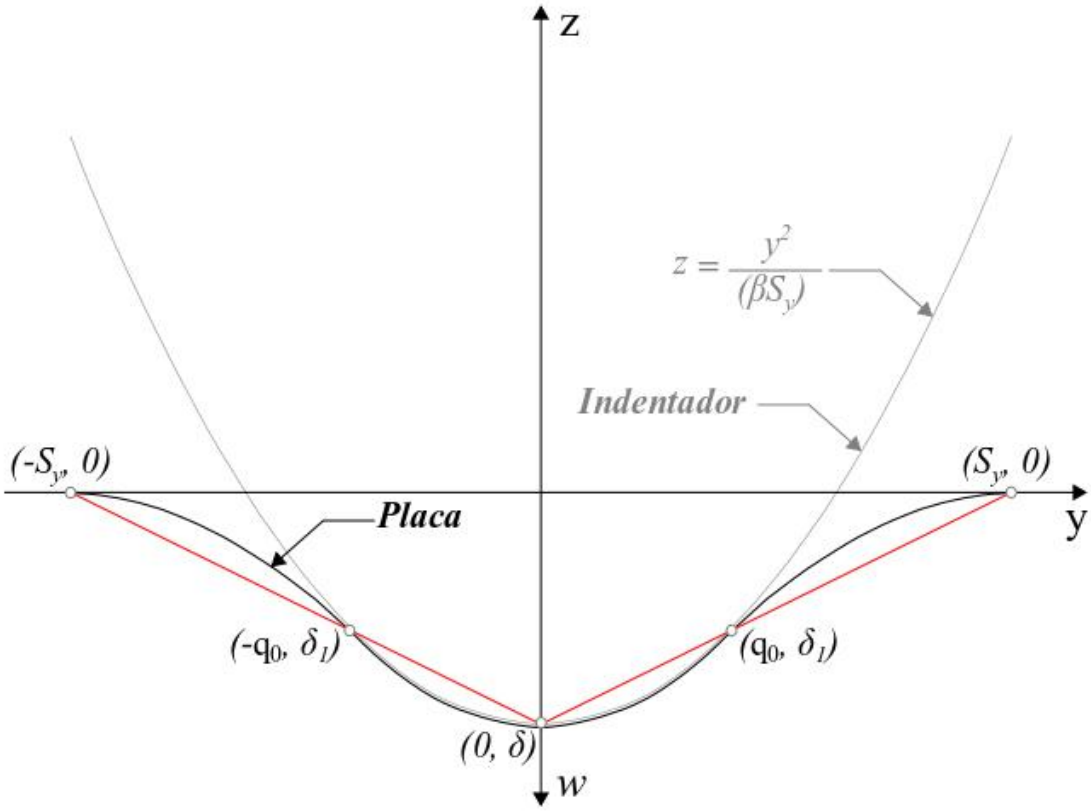


Figura 4.2: Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal simétrica.

A força de indentação para uma placa retangular é calculadaa partir da soma da contribuição de cada tira finita na direção "x" e "y", originando as forças de indentação de tira finita $P_{strip-x}$ e $P_{strip-y}$, respectivamente, segundo a equação 4.11, a formulação é seguida segundo o trabalho de HARIS [58].

$$P(\delta) = \frac{1}{3}\left(P_{strip-x} + P_{strip-y}\right) \tag{4.11}$$

A equação 4.11 será utilizada como referencia ao combinar o cálculo da força de indentação de uma tira finita para um indentador simétrico (direção "x") e para oindentador assimétrico ou com curvatura nula (direção "y").

4.2.2 Indentador com curvatura principal nula

A forma geométrica do indentador com curvatura principal aproximadamente igual a zero é típica de navios petroleiros aliviadores, os quais poderiam originar um cenário de colisão na fase de operação de descarregamento de óleo em uma unidade FPSO. O trabalho de GAO *et al.* [4] apresenta este tipo de cenário de colisão, onde o bulbo de proa se assemelha à forma geométrica da Figura 4.3. Outra referência de aplicação de bulbo com esta forma, mas rígido, é mostrado no trabalho de EHLERS *et al.* [6], onde são feitas indentações em uma placa enrijecida, em uma estrutura de costado duplo e uma estrutura sanduíche de aço com o núcleo na forma de chapa corrugada.

A Figura 4.3 mostra o modelo geométrico de um indentador rígido com curvatura aproximadamente igual a zero. A placa indentada tem dimensões de $2S_x$x$2S_y$, e para a formulação é considerada uma tira finita na direção de . O modelo considera um ajuste polinomial de quarto grau, equação 4.12, entre os pontos (q0, δ_1) e (-q0, δ_1) e nas partes acima destes pontos são adaptados polinômios quadráticos até (Sy, 0) e (-Sy, 0), respectivamente. Ademais, considera-se uma proporção linear entre a dimensão da placa e o deslocamento de indentação.

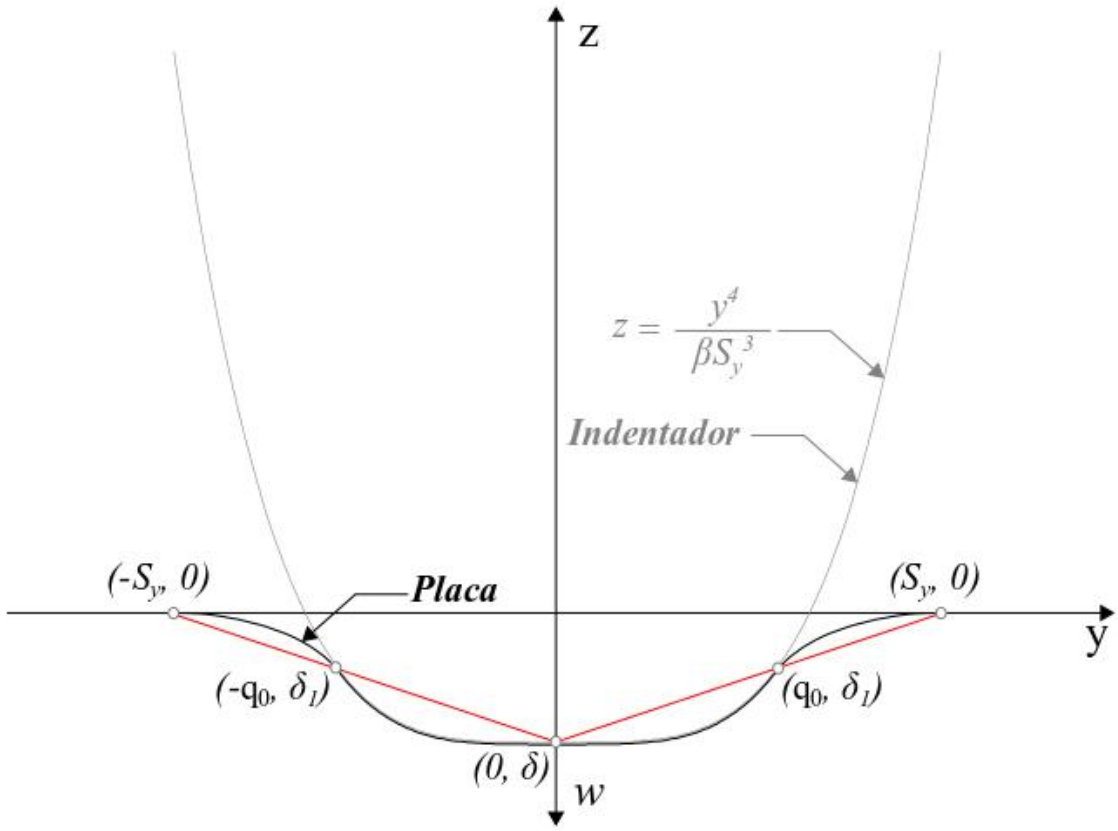


Figura 4.3: Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal aproximadamente igual a zero.

$$z = \frac{y^4}{\beta S_y^3} \tag{4.12}$$

As funções para o cálculo dos deslocamentos da placa são mostradas nas equações 4.13 e 4.14, as quais consideram parâmetros geométricos da placa e do indentador. O deslocamento no ponto (q0) é obtido igualando os deslocamentos e as derivadas destas equações, cujo resultado é mostrado na equação 4.15.

$$w = \begin{cases} \delta - \frac{y^4}{\beta S_y^3} \quad para \quad 0 \leq y \leq \mathrm{q}_0 \ ; \\ \\ \left(\frac{S_y - y}{S_y - \mathrm{q}_0}\right)^2 \delta_1 \quad para \quad \mathrm{q}_0 \leq y \leq S_y \ ; \end{cases} \tag{4.13}$$

$$\delta_1 = \delta \left(1 - \frac{1}{2S_y}\left(\frac{\beta\delta S_y^2}{2}\right)^{1/3}\right) \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned} P_{ind} = P(\delta) = & \frac{2}{\sqrt{3}}.\sigma_0.t_p.\frac{2}{3}.\frac{S_x}{S_y}\delta. \\ & \left[2 - 2\left(\frac{1}{2}\frac{\beta\delta}{S_y}\right)^{1/3} - \frac{1}{3}\left(\frac{1}{2}\frac{\beta\delta}{S_y}\right)^{2/3} + \frac{2}{3}\left(\frac{1}{2}\frac{\beta\delta}{S_y}\right)\right] \end{aligned} \tag{4.15}$$

4.2.3 Indentador com curvatura principal assimétrica

Os navios PSV, normalmente, possuem formas hidrodinâmicas da proa com a finalidade de melhorar a resistência ao avanço. Uma das formas geométricas típicas é mostrada na Figura 4.4 que pode ser associada a bulbos do tipo "nabla" e "delta". Esta forma particular de bulbo produz um campo de deformações assimétricas em relação ao eixo principal "x".

A placa tem dimensões de $2S_x$x$2S_y$, e para a formulação se considera uma tira finita na direção "x". O modelo considera um ajuste do tipo "*teardrop*" de primeiro grau, forma paramêtrica, equação 4.16 e 4.17, obtendo a equação 4.18, abaixo do ponto q0 e um comportamento quadrático acima. Ademais, considera-se uma proporção linear entre a dimensão da placa e os deslocamentos de indentação.

$$y = S_y \cos\varphi \tag{4.16}$$

$$z = \frac{S_y}{\beta} sen\varphi sen\left(\frac{\varphi}{2}\right)^{m_1} \tag{4.17}$$

$$z = f(y) = \frac{1}{(2.S_y.\beta^2)^{1/2}}\left(y - \frac{4}{3}S_y\right)\left(y + \frac{2}{3}S_y\right)^{1/2} + \frac{4}{3\sqrt{3}}\frac{S_y}{\beta} \tag{4.18}$$

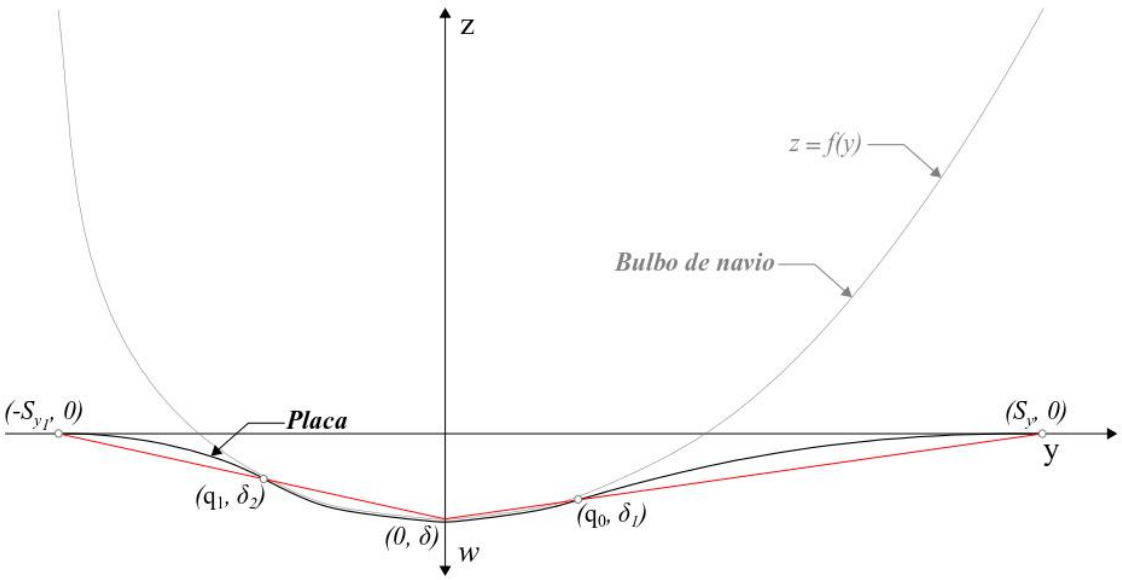


Figura 4.4: Modelo geométrico danificado para o modo de dano de indentação para uma tira finita com indentador de curvatura principal assimétrica.

A função para o cálculo de deformações mostra-se nas equações 4.19, 4.20 e 4.21, os quais consideram os parâmetros geométricos da placa e do indentador. Os deslocamentos no ponto q1 e q0 são obtidos das derivadas entre as funções de deformação, o resultado é mostrado na equação 4.22 e a equação 4.23.

$$w_1 = \left(\frac{\frac{2}{3}S_{y1}+y}{\frac{2}{3}S_{y1}+\mathrm{q}_1}\right)^2 \delta_1 \quad para \quad -S_{y1} \leq y \leq \mathrm{q}_1 \ ; \tag{4.19}$$

$$w_2 = \delta - \frac{1}{(2.S_y.\beta^2)^{1/2}}\left(y - \frac{4}{3}S_y\right)\left(y + \frac{2}{3}S_y\right)^{1/2} - \frac{4}{3\sqrt{3}}\frac{S_y}{\beta} \quad para \quad \mathrm{q}_1 \leq y \leq \mathrm{q}_0 \ ; \tag{4.20}$$

$$w_3 = \left(\frac{\frac{4}{3}S_y-y}{\frac{4}{3}S_y-\mathrm{q}_0}\right)^2 \delta_2 \quad para \quad \mathrm{q}_0 \leq y \leq S_y \ ; \tag{4.21}$$

$$\delta_1 = \delta - f(\mathrm{q}_1) \tag{4.22}$$

$$\delta_2 = \delta - f(\mathrm{q}_0) \tag{4.23}$$

Os valores de q_1 e q_0 são mostrados na equação 4.24 e na equação 4.25, respectivamente.

$$\mathrm{q}_1 = \frac{4.(\delta.\beta)^2}{Sy} - \frac{4.\delta.\beta}{Sy}\sqrt{(\delta.\beta)^2 + \frac{Sy^2}{3}} \tag{4.24}$$

$$q_0 = \frac{(\delta.\beta)^2}{Sy} + \frac{\delta.\beta}{Sy}\sqrt{4.(\delta.\beta)^2 + \frac{16.Sy^2}{3}} \tag{4.25}$$

Ao final, o resultado da força para um indentador tipo bulbo é mostrado na equação 4.26.

$$\begin{aligned} P_{ind} = P(\delta) = & \frac{2}{\sqrt{3}}.\sigma_0.t_p.\sqrt{3}.\frac{Sx}{Sy^3}\frac{1}{\left(\frac{Sy^2}{6} + \beta\delta\left(\beta\delta - \frac{\sqrt{3}}{3}(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2)^{0.5}\right)\right)}. \\ & \frac{1}{(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2)^{0.5}}.\Big[\sqrt{3}\beta\delta\big(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2\big)^{0.5}\left(Sy^2 + 2\beta^2\delta^2\right) + \\ & \Big(\left(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2\right) - 3\sqrt{3}\beta\delta\big(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2\big)^{0.5} + \sqrt{3}\beta^2\delta^2\Big). \\ & \Big(\left(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2\right) - 2\sqrt{3}\beta\delta\big(Sy^2 + 3\beta^2\delta^2\big)^{0.5} + 3\sqrt{3}\beta^2\delta^2\Big)\Big] \end{aligned} \tag{4.26}$$

4.3 Modo de esmagamento

YANG e CALDWELL [59] estabeleceram um modelo geométrico danificado para estruturas formadas por chapas interceptadas, classificadas em três tipos de arranjos: seção tipo intersectada (Figura 4.5a-b), angulada (Figura 4.5c-d) e cruciforme (Figura 4.5e-f). A equação 4.27 mostra a fórmula para a determinação da força média necessária para o esmagamento (P_{esm}) de estruturas que apresentam um destes tipos de arranjo.

$$\begin{aligned} P_{esm} = \Bigg(& 1,178\tfrac{\sigma_0}{H}\sum_{n_T} b_i t_i^2 + 0,215\sigma_0 H \sum_{n_A+n_T} t_i + 6,935\sigma_0 \sum_{n_A+n_T} t_i^2 \\ & +0,265\sigma_0 H \sum_{n_T} t_i + 0,589\sigma_0 \sum_{n_T} t_i^2 + 0,75\sigma_0 H \sum_{n_C}\sum_{4} t_i \\ & +0,375\sigma_0 \sum_{n_C}\sum_{4} t_i^2\Bigg)/\lambda \end{aligned} \tag{4.27}$$

4.3.1 Modo de esmagamento com força inclinada

Nos trabalhos de WANG *et al.* [62] e YAMADA e PEDERSEN [63], mostra uma forma simples para avaliar a força média inclinada em elementos estruturais com modo de dano de esmagamento. A equação 4.28 expressa o cálculo desta força, onde o fator de correção é dado na equação 4.29, e o fator de comprimento efetivo é mostrado na equação 4.30. A Figura 4.5 mostra de forma esquematica o elemento estrutural inclinado.

$$P_{esmI} = \gamma_I P_{esm} \tag{4.28}$$

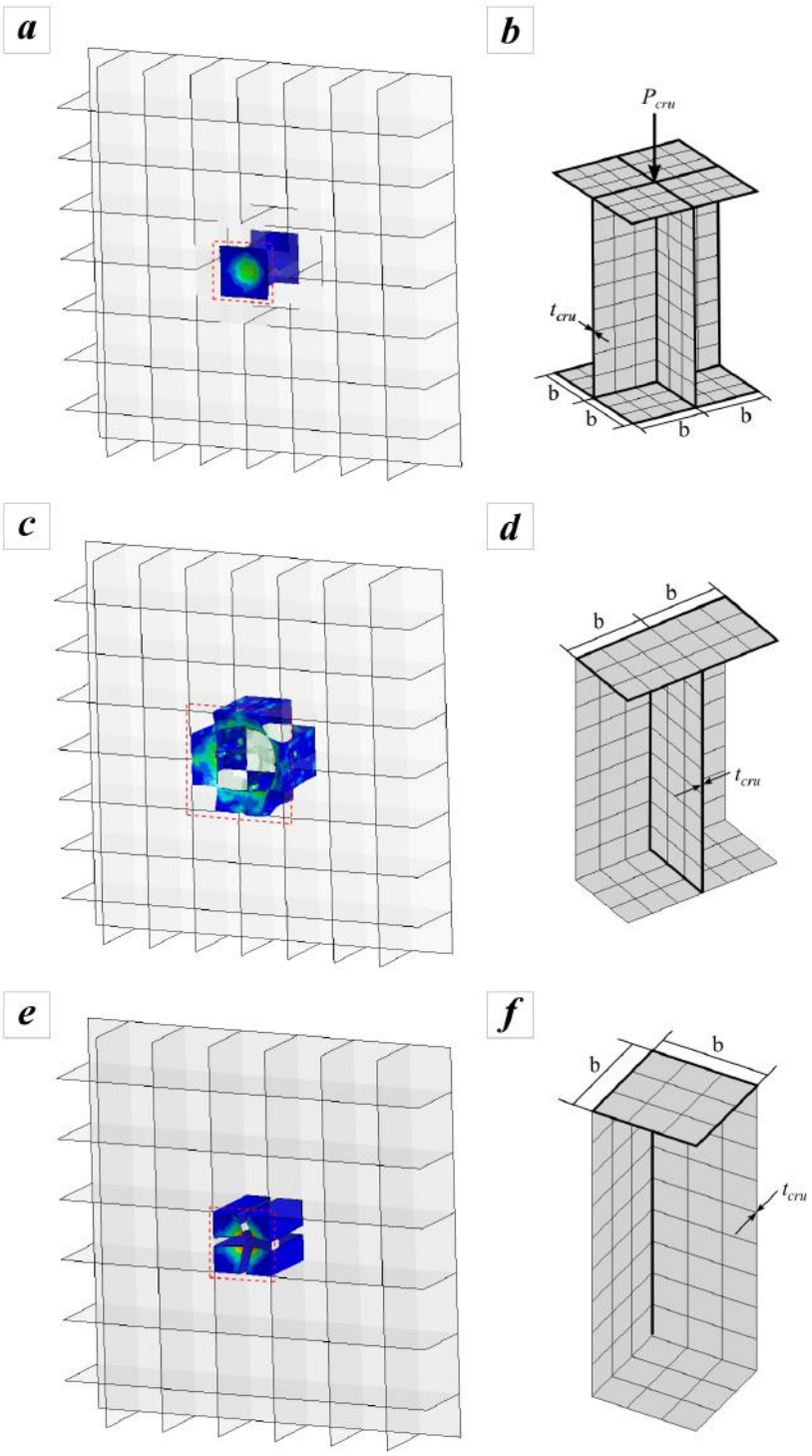


Figura 4.5: Modelo geométrico de estrutura cruciforme, comumente encontrada nos enrijecedores principais de navios.

$$\gamma_I = \frac{1 - \sqrt{sen\varphi^2 + \chi^2 \cos\varphi^2}}{(1-\chi)\cos\varphi} \tag{4.29}$$

$$\chi = \frac{l'_{esm}}{l_{esm}} \tag{4.30}$$

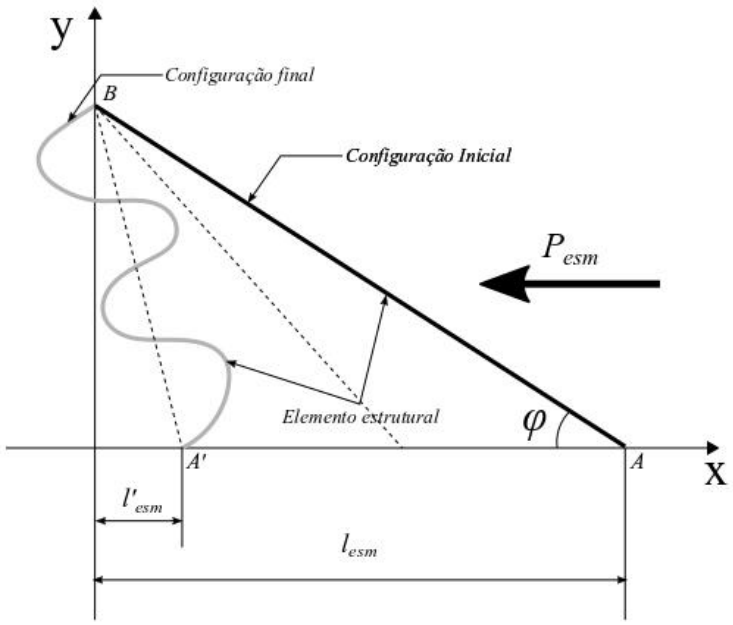


Figura 4.6: Modelo geométrico de elementos inclinados para o modo de esmagamento.

URBAN [64], apresenta resultados numéricos para o modo de esmagamento perpendicular, Figura 4.7. Adicionalmente é calculada a força inclinada para o modo de esmagamento de um elemento estrutural inclinado com similar seção transversal.

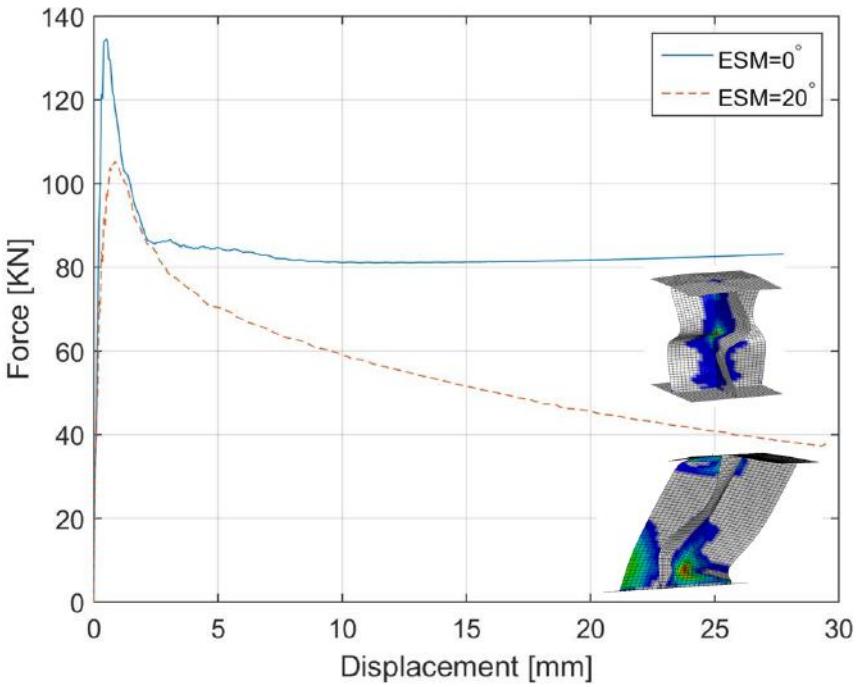


Figura 4.7: Resultado numérico de estruturas cruciformes e inclinadas para o modo de esmagamento.

4.4 Outros modos de dano

Os modos de dano mencionados anteriormente, indentação e esmagamento, são os que produzem maior absorção de energia em cenários de colisão, mas também podem ocorrer outros modos de dano que na maioria dos casos são pouco importantes no cálculo da energia. Por exemplo, na colisão sobre o costado, considerando que a colisão se estende para o convés do navio agredido, pode-se observar que, freqüentemente, ocorre o modo de dano de rasgamento do convés, o qual tem menor significância na absorção da energia que o modo de indentação do costado. Porém, o modo de dano de rasgamento é mais relevante em cenários de encalhamento de navios, quando o fundo do mar é rochoso.

A seguir serão descritos os modos de dano de penetração, rasgamento e amassamento, observados nos acidentes de encalhamento da chapa de fundo sobre a superfície do fundo do mar rochosa ou para colisões inclinadas. Por último, será mostrado o modo de dano de amassamento para elementos estruturais principais como escoa ou cavernas.

4.4.1 Penetração

O modo de penetração pode ser caracterizado quando um cone com uma ponta esférica (indentador), mostrado na Figura 4.8, vai de encontro a uma chapa até o seu rasgamento. A força de penetração (P_{pen}) ocorre quando a chapa atinge o estiramento máximo e em seguida acontece o rasgamento da chapa, calculando a interação entre a forma de ruptura da chapa (número de pétalas) e o indentador, o qual é avaliado em função do comprimento de ruptura (l_{pen}). Este modo de dano apresenta diferentes formas de ruptura, segundo o modelo geométrico danificado de GAO *et al.* [4], forma um número "n_{pen}" de pétalas maior do que três para um ponta com seção circular, e quando a ponta muda para uma seção elíptica o rasgamento apresenta apenas duas pétalas. A equação proposta por Wang para a força de penetração é mostrada na equação 4.31.

$$P_{pen} = 1,51\sigma_0 t^{1,5} {l_{pen}}^{0,5} n_{pen} (\sin\Theta)^{0,5} (\tan\Theta + \mu) \tag{4.31}$$

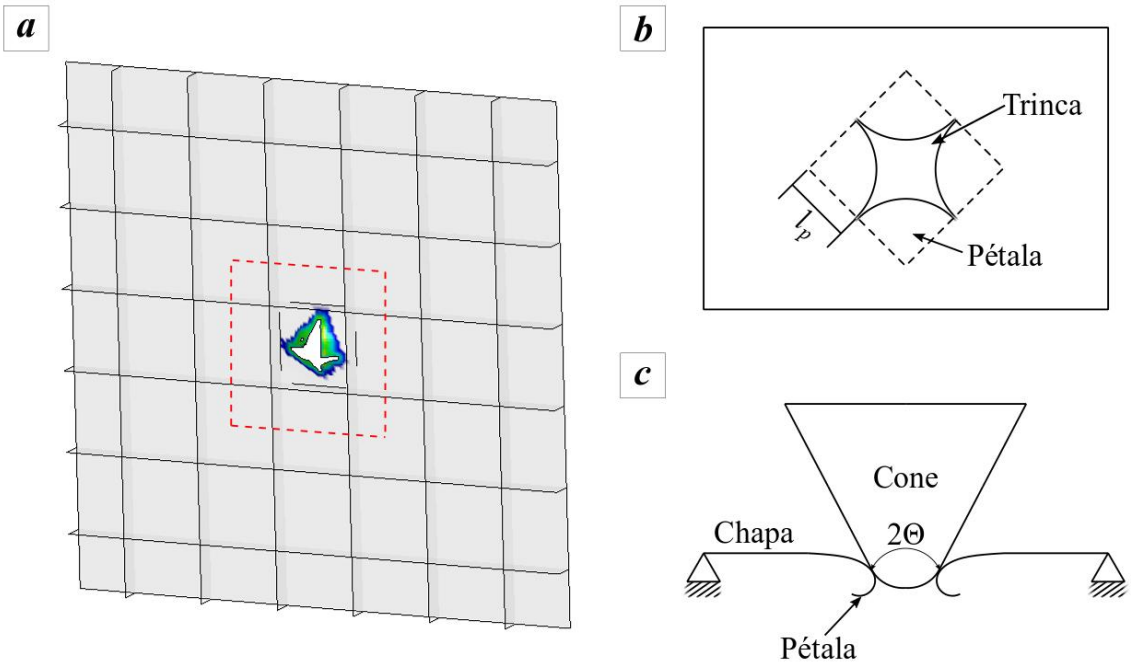


Figura 4.8: Modelo geométrico danificado de chapas com rasgamento (ponta esférica).

4.4.2 Rasgamento

O modo de rasgamento se dá quando uma cunha com ponta afilada atinge a placa com movimento paralelo à superfície. Na colisão de navios, de navio-plataforma e encalhamento este modo de dano pode ser observado nas chapas atingidas. Assim, OHTSUBO e WANG [65] propõem um modelo de chapa rasgada por uma cunha (Figura 4.9) com uma velocidade "V" e desenvolvem uma formulação para o cálculo da força de rasgamento (P_{ras}). A equação 4.32 apresenta a fórmula desenvolvida, que é função do comprimento de rasgamento (l_{ras}) e da metade do ângulo da cunha (Θ).

$$P_{ras} = 1,51\sigma_0 t^{1,5} {l_{ras}}^{0,5} (\sin\Theta)^{0,5} \left(1 + \frac{\mu}{\tan\Theta}\right) \tag{4.32}$$

4.4.3 Amassamento

O modo de amassamento ocorre quando uma cunha com ponta arredondada atinge de topo a extremidade de uma placa que simplifica um enrijecedor de um painel de costado de navio. HONG e AMDAHL [66] estabelecem a equação 4.33 para um enrijecedor submetido a carregamento lateral, considerando a primeira dobra segundo a equação 4.34, cujo modelo geométrico danificado de trecho do enrijecedor é mostrado na Figura 4.10.

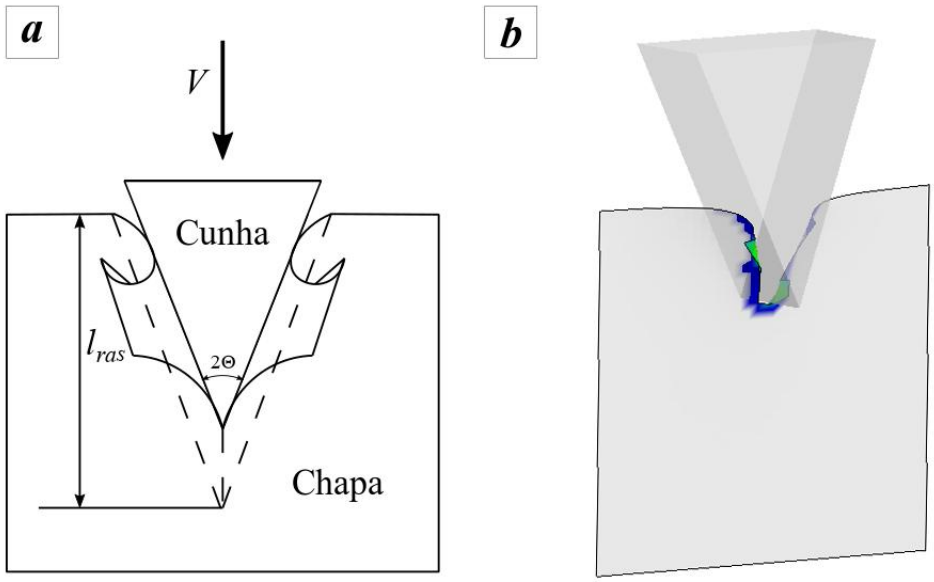


Figura 4.9: Modelo geométrico danificado de chapas com rasgamento.

$$P_{ama} = \frac{17,0M_0\left(\frac{b}{t}\right)^{1/3}}{\lambda} \tag{4.33}$$

$$5H = 1,975b^{2/3}t^{1/3} \tag{4.34}$$

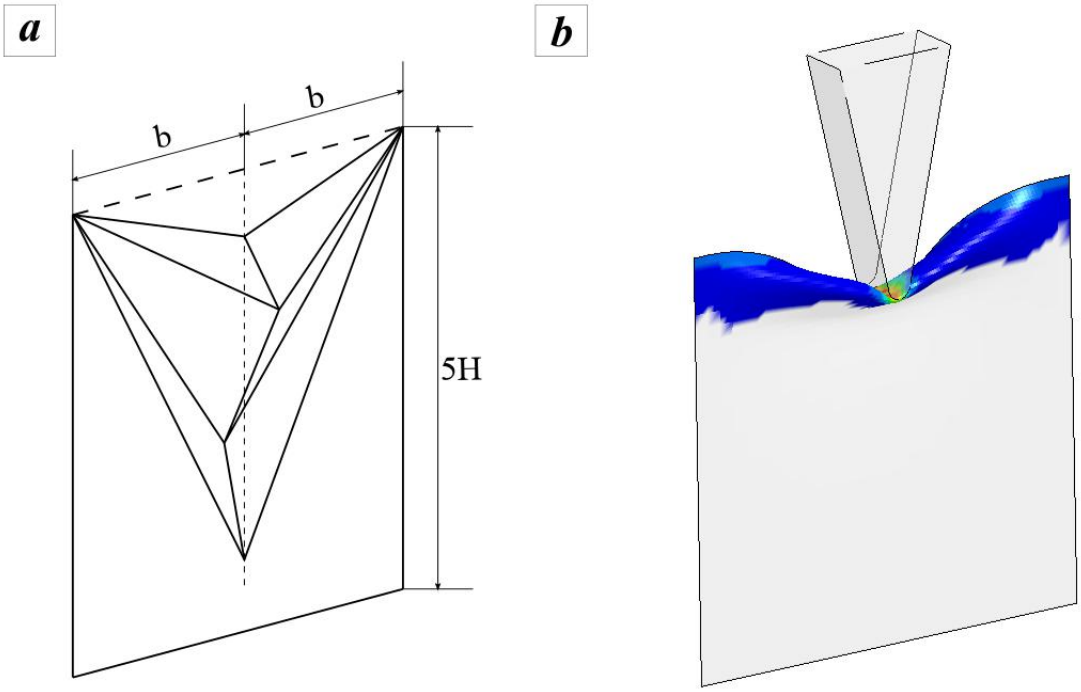


Figura 4.10: Modelo geométrico danificado de enrijecedor submetido a um carregamento lateral.

4.5 Princípio de superposição

Em resumo, as formulações analíticas simplificadas aplicadas aos acidentes de abalroamento de navios consideram o cálculo da força de impacto e, conseqüentemente, da energia de absorção mediante os modos de dano envolvidos para certo cenário. Em seguida, o cálculo da força total é obtido pela soma de cada modo de dano, similar ao princípio de superposição, mas com a particularidade de incorporar cada modo de dano de acordo com as etapas, os quais são definidos mediante deslocamentos desenvolvidos pelo avanço do navio agressor. Principalmente, cada etapa é definida segundo um evento estrutural como: flambagem das estruturas de suporte devido a grandes deslocamentos da placa adjunta, interseção do indentador com as estruturas atingidas e a fratura da placa indentada, entre outros. A seguir, descreveremos a aplicação do princípio de superposição através do cálculo da força de impacto para um navio de casco duplo, o qual será correlacionado com os resultados experimentais e numéricos. O experimento é descrito no trabalho de EHLERS *et al.* [6].

4.5.1 Experimento "*Test* 3"

Entre os experimentos descritos no trabalho de EHLERS *et al.* [6], nesta tese foi estudado o caso da colisão de um indentador rígido e o modelo de costado duplo (designado como o "*Test 3 model*") com a finalidade de aplicar as formulações analíticas simplificadas desenvolvidas para o modo de indentação de bulbos com curvatura nula através da determinação da curva força penetração versus deslocamento. Também, na avaliação desta curva são apresentados outros modos de dano, os quais são incorporados segundo o deslocamento de penetração do avanço do indentador rígido.

O experimento foi testado em condições de mar calmo, sendo considerado um experimento de grande escala. O arranjo estrutural do navio de casco duplo e algumas características do bulbo rígido são mostrados na Tabela 4.1. Também, são definidas, através da Tabela 4.2, as propriedades do material de fabricação do navio.

Tabela 4.1: Arranjo estrutural do navio de casco duplo.

Elemento estrutural	**Espessura**
Chapa casco interior e exterior	5 mm
Escoa	6 mm
Cavernas	5 mm
Enrijecedores da chapa	5 mm
Chapa de convés e fundo	10 mm

Tabela 4.2: Propriedades do material para o chapamento do navio.

Propriedades	Valores
Tensão de escoamento	284 MPa
Tensão última	400 MPa
Tensão média	342 MPa

4.5.2 Inserção dos modos de dano

Segundo o arranjo estrutural do navio de casco duplo são especificadas três principais etapas onde os modos de dano são inseridos, as quais são: dano do casco exterior, dano entre o casco exterior e o interior, e dano do casco interior, vide Figura 4.11. Após, identificar estes modos de dano são obtidos os parâmetros para utilizar as respectivas formulações analíticas. A Figura 4.11 mostra os elementos estruturais avariados ao longo do deslocamento de penetração, os quais são identificados como: chapa exterior e interior (PL), escoa (SS) e cavernas (FR).

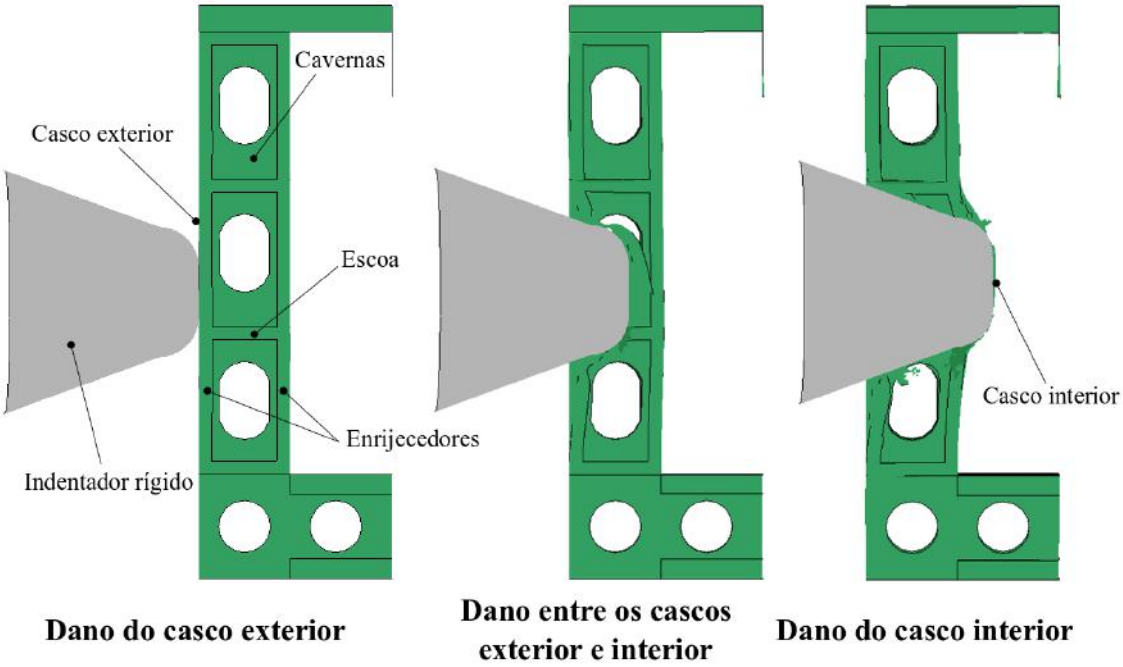


Figura 4.11: Disposição para a etapa de dano do casco exterior.

Dano do casco exterior. Observam-se desde a configuração do cenário de colisão, os modos de dano de indentação e de amassamento da chapa do casco exterior e da escoa, respectivamente, que interagem com o indentador rígido. Os parâmetros iniciais de cada modo são obtidos desde a identificação dos elementos estruturais que serão avariados, para o modo de indentação da chapa, o conjunto "PL3-PL7" do casco exterior e para o modo de amassamento, a escoa "SS2" entre as cavernas "FR2" e "FR3". A Figura 4.12 mostra os elementos estruturais que serão utilizados,

Tabela 4.3: Parâmetros geométricos para o modo de indentação.

Parâmetros geométricos	**Valores**
D1	374 mm
D2	867 mm
α: Sabril	0,8932
β: Sabril	0,6838
β_1: Presente tese	0,6209

chapa (cor cinza) e escoa (cor vermelho).

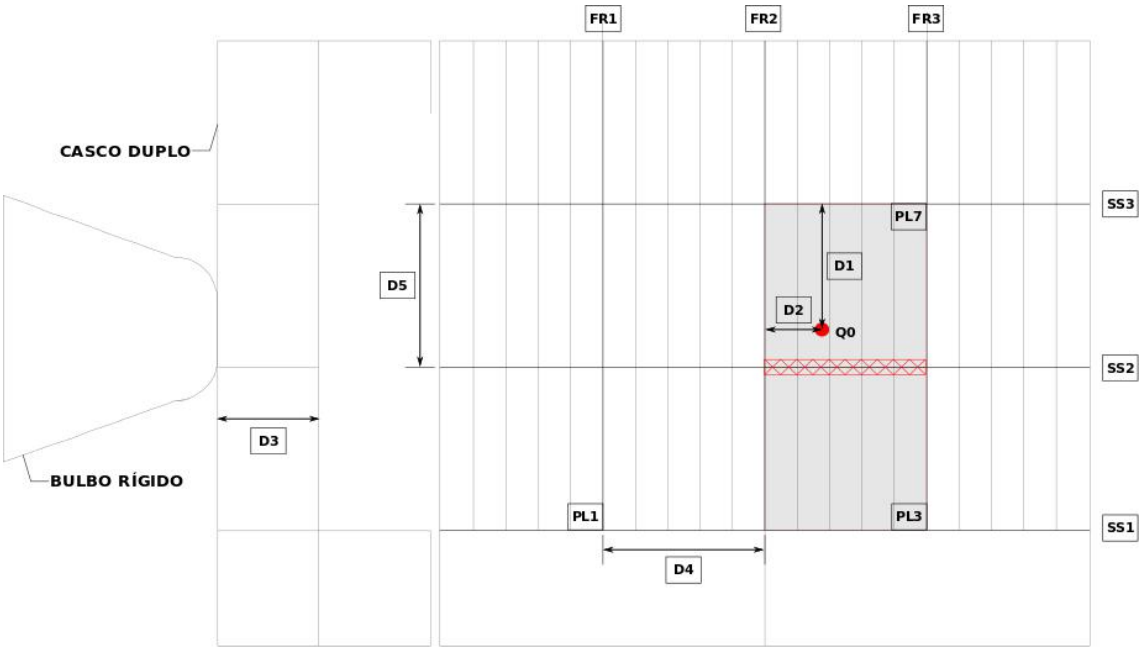


Figura 4.12: Disposição para a etapa de dano do casco exterior.

O cálculo da força de impacto para o modo de indentação da chapa é avaliado segundo a equação 4.15 que considera parâmetros para representar a curvatura do indentador em planos ortogonais. O valor de "α" e "β, β_1" para o plano X-Y e Z-Y, respectivamente. a fórmula proposta por HARIS [58] e a desenvolvida nesta tese para indentadores com curvaturas aproximadamente iguais a zero. Os parâmetros geométricos são obtidos da Figura 4.12 e do ajuste das curvaturas no plano "X-Y" e "Z-Y" realizado ao indentador rígido (vide Anexo B). Os valores destes parâmetros são mostrados na Tabela 4.3 e considerando uma deformação efetiva de 20%.

Os resultados deste modo de indentação da chapa até a falha da chapa exterior são comparados e mostrados na Figura 4.13, observando-se uma diferença significativa entre as formulações.

Para o modo de amassamento, utilizou-se a equação 4.33, identificando os parâmetros geométricos mostrados na Tabela 4.3. Ao final, a força total é calculada pela soma de ambos os modos de dano.

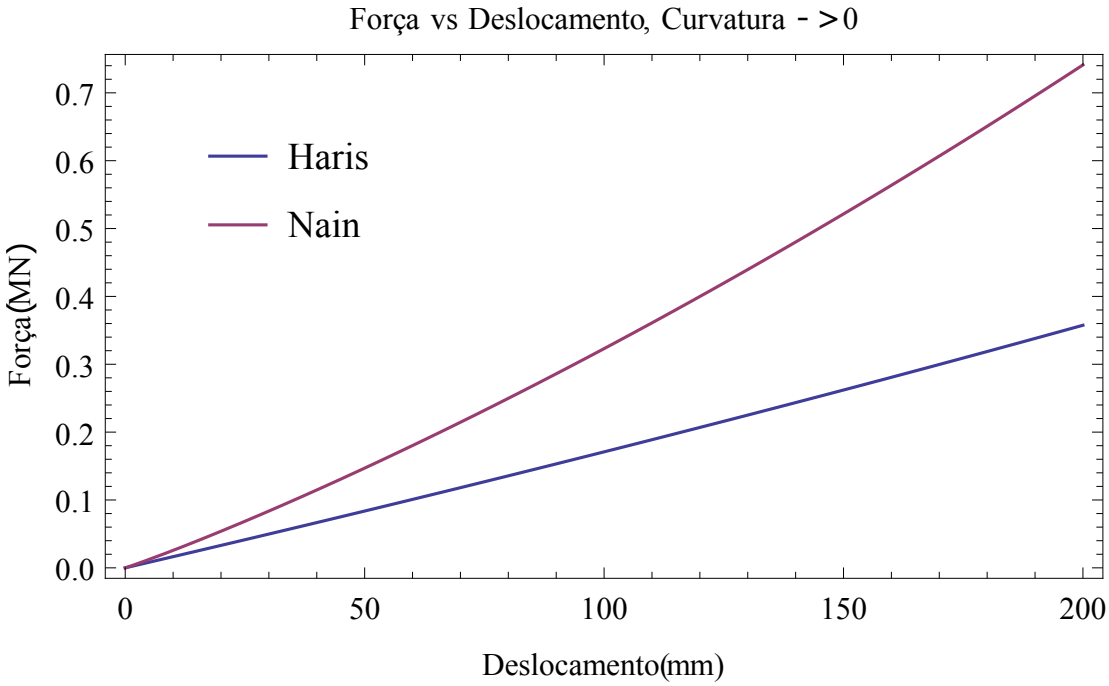


Figura 4.13: Comparação para o modo de indentação de uma chapa e indentador com curvatura principal aproximadamente igual a zero.

Tabela 4.4: Parâmetros geométricos para o modo de amassamento.

Parâmetros geométricos	**Valores**
D4	1128,4 mm
M_0	2,2188 kN
λ	0,73

Para o dano entre os cascos exterior e interior considera-se principalmente o modo de esmagamento. No total um elemento cruciforme (linha cor vermelha) e 4 elementos tipo angulado (linha cor azul) são assumidos para o cálculo utilizando-se a equação 4.27. Ademais, nesta etapa considera-se o rasgamento da chapa do casco exterior, portanto considera-se no cálculo a equação 4.31 com duas pétalas, devido à forma do bulbo. A Figura 4.14 mostra a área de impacto (cor cinza) e os elementos estruturais envolvidos no cálculo.

O dano do casco interior ocorre de modo semelhante ao dano da chapa do casco exterior, com dano de indentação inicialmente seguido de dano de penetração, ao final.

O resultado final da força de impacto versus o deslocamento de avanço é mostrado na Figura 4.15, mostrando a correlação entre os resultados analítico e experimental para a força versus deslocamento. Também, mostra-se o resultado numérico na Figura 4.16 para o Teste 3 do trabalho apresentado por EHLERS *et al.* [6].

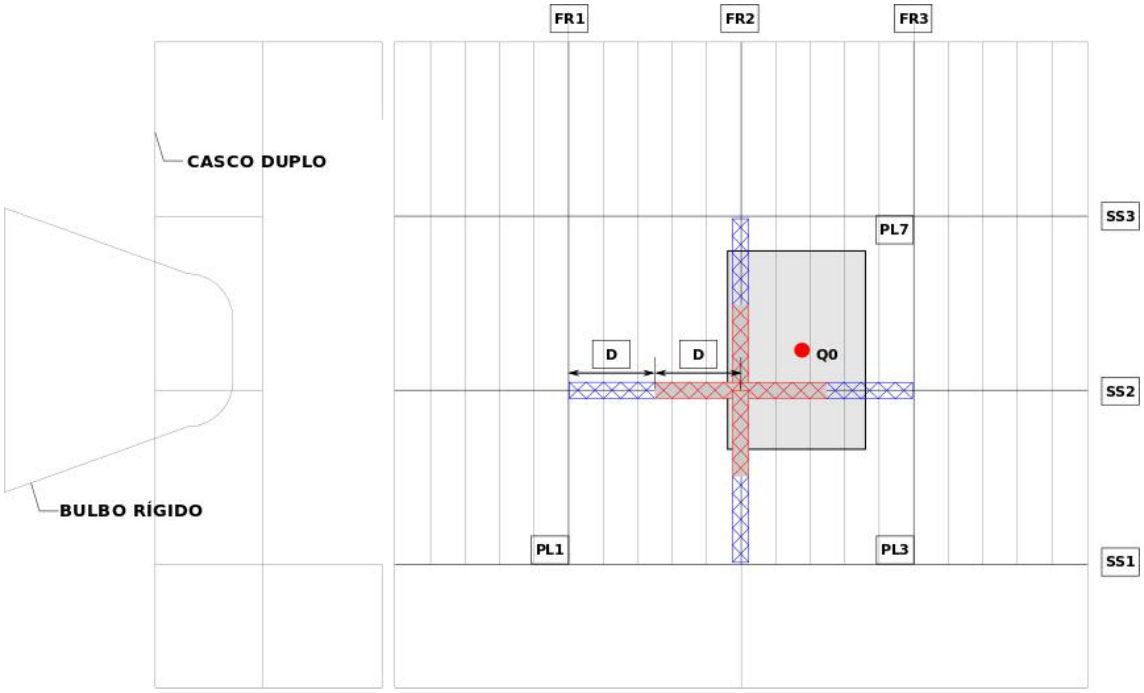


Figura 4.14: Disposição para a etapa de dano entre o casco exterior e interior.

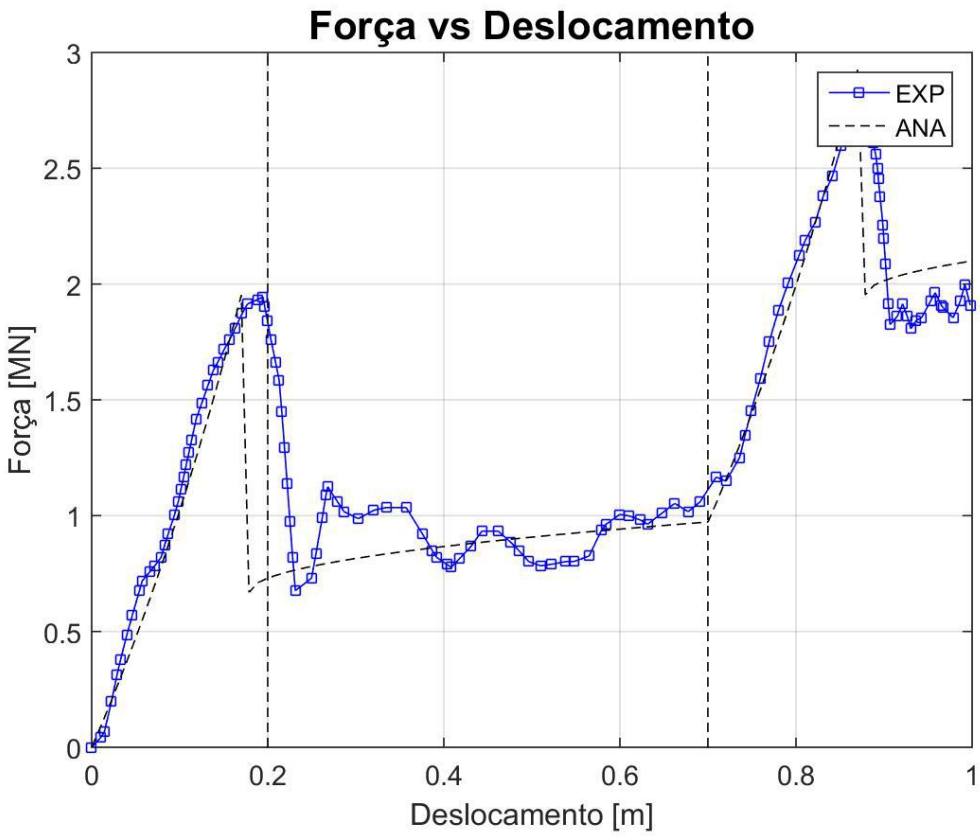


Figura 4.15: Correlação analítica-experimental para o Teste 3 do trabalho apresentado por EHLERS *et al.* [6].

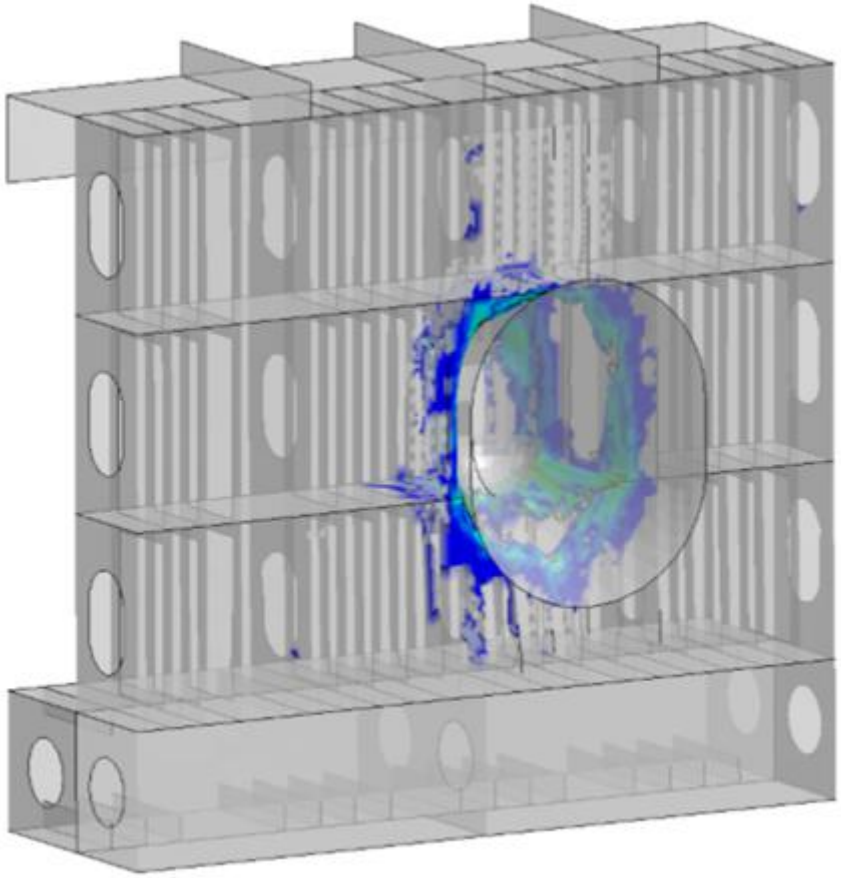


Figura 4.16: Resultado do Teste 3 avariado ao final da simulação numérica.

Capítulo 5

Desenvolvimento do programa experimental

Como descrito no Capítulo 2, uma série de experimentos em escala reduzida ou média escala foram desenvolvidos nos últimos anos na área de colisão e encalhamento de navios. Segundo a DNV [1] e o NORSOK [17], um projeto de experimento de colisão de navios pode ser classificado em rígido, deformável ou com energia compartilhada (ambas as estruturas envolvidas são deformáveis). Na literatura, os experimentos mais explorados são os que se referem a projetos rígidos e deformáveis, com simplificações das formas geométricas dos elementos e dos arranjos estruturais de partes dos navios. Por exemplo, o bulbo de proa do navio agressor pode ser representado por um cone ou uma meia esfera rígida, e o chapeamento enrijecido do costado do navio agredido pode ser substituído por uma placa com espessura equivalente. Para avaliar com acurácia a absorção de energia dos elementos estruturais danificados e representar os mecanismos físicos com fidelidade, o projeto do experimento do cenário de colisão deve ser baseado em energia compartilhada e com formas geométricas dos membros estruturais mais próximas do real, mesmo em escala.

Neste capítulo é descrito o estudo experimental que simula de forma simplificada a colisão de proa de uma embarcação de apoio, PSV, com o costado de um navio com um ângulo de 90º (perpendicular). O estudo experimental contempla o projeto de um bulbo rígido e outro deformável, com forma geométrica de seção delta semelhante à real, mas em escala reduzida de 1:12, sendo o costado do navio idealizado por uma placa. O objetivo do teste experimental é estudar o comportamento assimétrico do campo de deformações da placa indentada pelo bulbo, e obter a curva de força versus deslocamento, a qual será correlacionada à determinada pelo modelo numérico para sua validação. A deformada final após a fratura da placa é reconstruída utilizando técnicas de fotometria, e a medição do campo de deslocamentos no local de colisão é realizada por meio de correlação de imagens digitais (DIC, *Digital Image*

Correlation). Adicionalmente, as deformações também foram medidas em pontos específicos através de extensômetros elétricos (uniaxial e biaxial), cujos resultados foram utilizados para comparação com as medições do sistema DIC.

Para o bulbo deformável, se considerou arranjo estrutural interno (quilha, enrijecedores longitudinais e transversais) e revestimento externo (placa de aço). Devido à forma geométrica complexa do bulbo tornou-se muito difícil executar o revestimento externo com partes de grandes dimensões. A opção para esta tarefa foi soldar pequenas placas desenhadas a partir do desenvolvimento da superfície 3D. Como teste experimental com o bulbo deformável visa o estudo do seu modo de esmagamento, então se utilizou uma placa suficientemente rígida para produzir o esmagamento do bulbo quando se impõe o deslocamento do bulbo (compressão) contra a placa. No teste experimental o deslocamento máximo imposto foi de 75% da altura do bulbo, e, como no teste anterior, foi obtida a curva força versus deslocamento e o campo de deformações. As medições dos deslocamentos e deformações foram feitas de forma idêntica ao do teste de bulbo rígido. Estes resultados foram comparados com os obtidos na simulação numérica deste ensaio para a validação do modelo.

Para as simulações numéricas dos testes experimentais é necessário o conhecimento prévio das características mecânicas do material utilizado na placa (simulando o costado), assim como o material do bulbo deformável, que em ambos os casos foi o aço ASTM A-36. As propriedades do material foram determinadas através de ensaios de tração em corpos de provas (CPs) retirados das chapas utilizadas para a construção dos modelos. Como nos testes experimentais a placa e/ou o bulbo podem ser levados à fratura, na simulação numérica destes ensaios é fundamental aplicar critérios de fratura os quais exigem a caracterização da deformação de fratura do material (ASTM A-36). Para atingir este objetivo foram confeccionados três CPs para cada uma das diferentes sete geometrias adotadas. Estas geometrias são apropriadas para produzirem diferentes estados de triaxialidade de tensões no material quando submetidos a carregamento uniaxial. Durante estes ensaios o campo de deformações foi obtido utilizando o sistema DIC, devido à sua precisão e facilidade de emprego nas geometrias dos CPs.

A seguir será apresentado o planejamento experimental desenvolvido nesta Tese para acidentes de abalroamento de navios. Na seção 5.1, será caracterizado na fratura o material ASTM-A36, aplicando-se um carregamento uniaxial em diferentes CPs com a finalidade de obter a deformação da fratura de cada CP. Também, nesta seção são obtidos a partir das simulações numéricas de cada CP os valores de triaxialidade de tensões e ângulo de Lode. Ao final, se obtém uma curva de fratura para o critério RTCL e uma curva e superfície para o critério MMC. Também, na seção 5.2 se descreve o modelo numérico e o teste experimental desenvolvido para o

projeto deformável de um bulbo de PSV maciço indentando uma placa, os resultados obtidos nas simulações numéricas são comentados brevemente. Ao final, na seção 5.3 apresenta-se os modelos numérico e experimental para o projeto rígido de um bulbo de PSV em escala reduzida, considerando as estruturas internas principais, o qual é esmagado por uma placa rígida, e os resultados obtidos são brevemente descritos.

5.1 Caracterização da fratura do material

Os elementos estruturais para os testes experimentais dos projetos rígido e deformável de abalroamento de navios foram fabricados com o aço ASTM-A36. Os testes são conduzidos para produzirem um dano severo, provocando grandes deformações, sendo necessária a caracterização do material até a fratura. A caracterização da fratura normalmente é definida através da superfície de fratura definida no espaço deformação de fratura (ε_f) x triaxialidade de tensões (T) x ângulo de Lode (θ). Para atingir este objetivo foi planejado uma série de ensaios experimentais baseados no trabalho de BAO e WIERZBICKI [10], considerando diferentes níveis de triaxialidade e ângulo de Lode. A seguir serão mostrados os passos desenvolvidos para a caracterização da fratura do aço ASTM-A36.

5.1.1 Descrição dos CPs

Nos trabalhos experimentais, numéricos e analíticos para a determinação da energia absorvida nos acidentes de abalroamento de navios são feitas referências à necessidade de se conhecer o valor da deformação de fratura do material. Em alguns trabalhos este valor é obtido por meio de um teste de tração simples (*dog-bone test*), e em outros, utiliza-se, conservativamente, o valor de 20% para aços, estabelecido pela norma DNV [1]. De acordo com os desenvolvimentos feitos por BAI e WIERZBICKI [2], o valor da deformação de fratura depende do valor de triaxialidade de tensão (T) e do ângulo de Lode (θ). Conseqüentemente, para a determinação da deformação de fratura com maior precisão é necessário um estudo da fratura para variados valores dos parâmetros de T e θ, o que pode ser obtido através de testes com carregamento uniaxial com diferentes geometrias de CPs, BAO e WIERZBICKI [10], ou utilizando CPs em forma de "*borboleta*" com um carregamento biaxial, DUNAND [3]. Tanto BAO e WIERZBICKI [10] como BRIDGMAN [67], utilizam CPs cilíndricos com diferentes raios de entalhes na sua parte central, produzem casos onde a triaxialidade de tensões são maiores que 0,33. Além disso, BAI e WIERZBICKI [2] propõe outras geometrias para triaxialidade entre 0,33 e zero. Nesta tese serão utilizadas algumas das geometrias descritas por BAI e WIERZBICKI [2], das quais foram selecionadas

sete geometrias com triaxialidade positiva.

Na fabricação todos CPs foram retirados na direção de laminação de uma mesma placa de aço ASTM-A36 com 6,35 mm de espessura nominal. Os CPs com as formas geométricas mostradas nas Figuras 5.1 e 5.2 desenvolvem triaxialidades de tensões médias entre 0,0 e 0,7 e ângulo de Lode entre 0,0 e 1,0. O CP mostrado na Figura 5.1a é o padrão do teste de tração, cujas dimensões são especificadas na norma ASTM INT. [68]. Esta geometria estabelece uma triaxialidade denominada aqui como triaxialidade crítica (Tcr=1/3), que define o limite entre a zona de tração dominante e a zona de cisalhamento dominante.

As geometrias dos CPs de tração dominante, dados na Figura 5.1, apresentam triaxialidade entre Tcr e 0,7. Os CPs com entalhes usinados nas bordas da parte central, com raios de 4 mm e 8 mm (vide Figuras 5.1b e 5.1c), apresentam tanto triaxialidade como deformações de fratura diferentes do CP padrão, formando um conjunto de três pontos na superfície de fratura. O CP da Figura 5.1d tem triaxialidade igual a Tcr, mas com deformação de fratura diferente do CP padrão, esta inconsistência é observada no trabalho de WIERZBICKI *et al.* [69] para uma liga de alumínio (2024-T351), ao utilizar outras formas geométricas de CPs com triaxialidade de tensões igual a Tcr e ângulo de Lode diferentes.

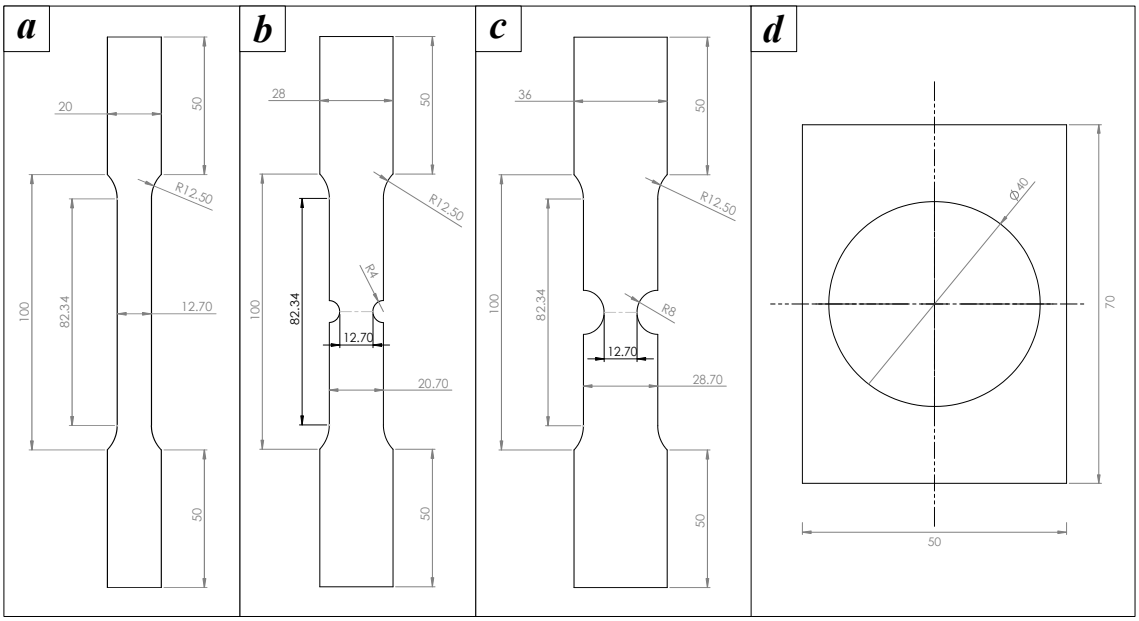


Figura 5.1: *a)* CP01, geometria "bone dog", padrão sem entalhe.*b)* CP02, entalhe com 4 mm. *c)* CP03, entalhe com rádio 8mm. *d)* CP04, geometria com furo.

Também foram projetadas geometrias para níveis de triaxialidade entre 0,0 e Tcr, designados como cisalhamento dominante, os quais apresentam na sua parte central uma forma geométrica similar à "borboleta", vide a Figura 5.2. Estes CPs são presos à máquina de tração através de pinos, onde o carregamento uniaxial é aplicado, sendo necessário usinar furos nas suas extremidades para possibilitar esta

fixação.

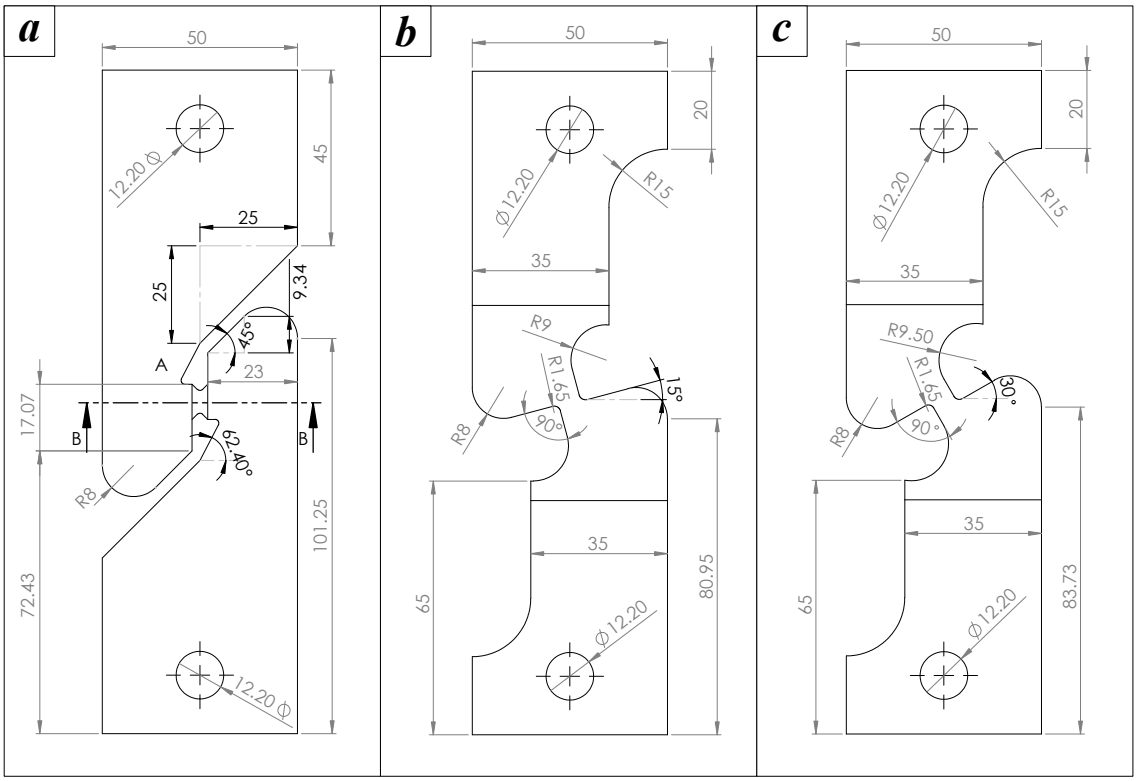


Figura 5.2: *a)* CP07, triaxialidade próxima à zero. *b)* CP06, triaxialidade entre 0-Tcr. *c)* CP05, triaxialidade próxima de Tcr.

Nas Figuras 5.1 e 5.2 são apresentadas as dimensões nominais dos corpos de prova e na Tabela 5.1 são mostradas, para cada tipo de CP, as médias das medidas das partes mais significativas dos CPs. No anexo C são mostrados os valores medidos em todos os CPs.

Tabela 5.1: Dimensões mais significativas dos CPs.

N° Teste	**Largura (mm)**	**Espessura (mm)**	**Radio de entalhe (mm)**
CP01	12,61	6,35	0,00
CP02	13,00	6,50	4,00
CP03	13,12	6,43	8,00
CP04	4,94	6,40	20,0
CP05	6,16	3,08	—
CP06	6,24	3,21	—
CP07	6,35	3,18	—

5.1.2 Obtenção das propriedades mecânicas do material

Foi utilizada uma máquina servo-hidráulica INSTRON com capacidade máxima em carregamentos de tração de 100 kN, para efetuar os ensaios dos diferentes CPs. Após o posicionamento e fixação dos CPs são aplicados os carregamentos uniaxiais por meio de deslocamentos em uma das extremidades com velocidade de 0,367 mm/min. A máquina fornece os resultados em termos da curva força aplicada versus deslocamento. Para as medições dos deslocamentos e posterior cálculo das deformações no local exato da fratura foi utilizado o sistema ótico DIC.

O eCorr v4.0 [70] é o sistema computacional para processamento das imagens digitais captadas pelo sistema ótico DIC, que visa determinar os campos de deformações até a fratura do material. Para isto é necessário fazer uma delimitação prévia da região de interesse na superfície do CP (ROI, *Region of interest*), que é pintada de branco e sobre a qual são gerados pontos aleatórios utilizando um spray de tinta preta, vide a Figura 5.3a. O formato das imagens adquiridas pelo DIC é monocromático, ou seja, é definido em tons de cinza, e por meio de um sensor CCD, *Charge Coupled Device* ou CMOS, *Complementary Metal Oxide Semiconductor* as alterações geométricas do ROI durante a execução do ensaio são definidas.

A Figura 5.3b mostra a disposição das câmeras do DIC posicionadas 90 graus uma em relação à outra, possibilitando obter uma imagem da face do CP e outra na direção da espessura na parte central. Com os valores dos deslocamentos medidos em cada intervalo de tempo calcula-se a correspondente área da seção transversal. Estes cálculos foram realizados apenas para o CP01.

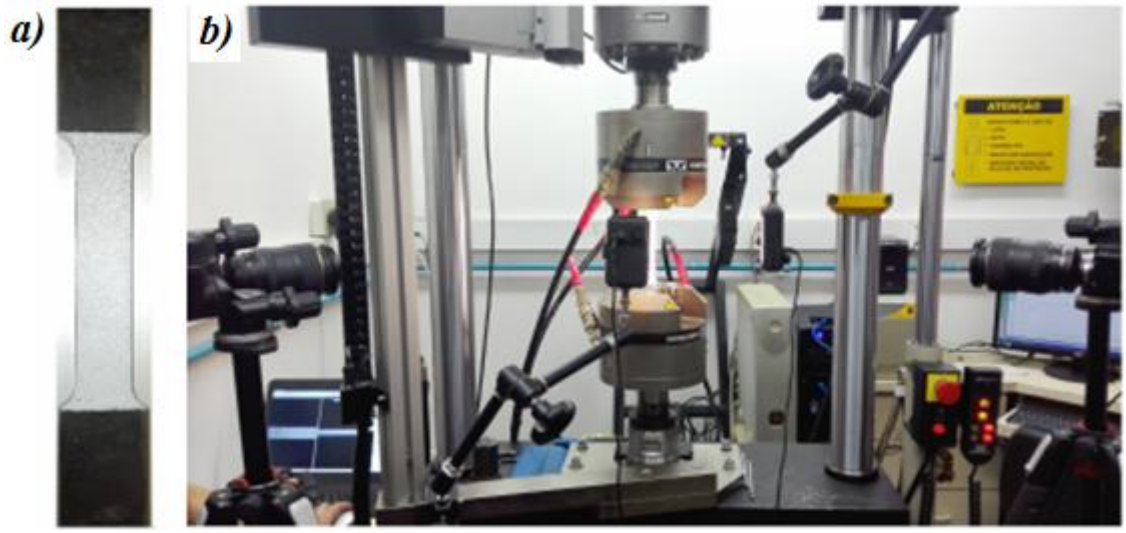


Figura 5.3: *a)* CP01, após aplicação das tintas na região de interesse. *b)* Disposição das câmeras digitais para o CP01.

Utilizando-se a curva tensão versus deformação determinada no ensaio experimental de tração do CP01 é feita a simulação numérica deste ensaio

produzindo-se uma curva força versus deslocamento. Por meio do programa LS-OPT [71], que emprega técnicas de solução de problema inverso para ajustar uma nova curva tensão versus deformação, baseado nas curvas força versus deslocamento numérica e experimental. Com esta nova curva é feita outra análise numérica do ensaio de tração e este procedimento é repetido até que a curva força versus deslocamento numérica se aproxime à curva experimental, com uma dada tolerância. A curva tensão versus deformação correspondente à última iteração deste processo é considerada como a curva verdadeira do material.

A curva verdadeira do material é definida por uma lei de potência cujos parâmetros são determinados pelo programa LS-OPT considerando-se três trechos da curva, conforme mostram as equações (5.1). A continuidade das curvas do primeiro e segundo trechos é garantida pela igualdade do valor da tensão, e entre o segundo e terceiro trechos pela igualdade da tensão e da 1ª derivada.

$$\bar{\sigma}(\bar{\varepsilon}) = \begin{cases} \sigma_y + H\bar{\varepsilon} \quad para \quad \bar{\varepsilon} \leqslant \varepsilon^a \\ K^a(\varepsilon_0^a + \bar{\varepsilon})^{n^a} \quad para \quad \varepsilon^a < \bar{\varepsilon} \leqslant \varepsilon^b \\ K^b\left(\varepsilon_0^b + \bar{\varepsilon}\right)^{n^b} \quad para \quad \varepsilon^b < \bar{\varepsilon} \end{cases} \tag{5.1}$$

onde, $\bar{\sigma}$ e $\bar{\varepsilon}$ são a tensão e a deformação verdadeiras, respectivamente; σ_y e H correspondem à tensão de escoamento e ao parâmetro de inclinação de escoamento; K^a e K^b são as constantes da lei de potência, para o segundo e terceiro trechos; n^a e n^a são os expoentes da lei de potência para os mesmos trechos citados; ε_0^a é a deformação limite entre o primeiro e segundo trechos e ε_0^b é a deformação limite entre o segundo e terceiro trechos. Na Tabela 5.2 são apresentados os valores obtidos através do ajuste realizado para o aço ASTM-A36 através do ensaio de tração do CP01. A Tabela 5.3 mostra as propriedades do CP01.

Tabela 5.2: Valores dos parâmetros de ajuste para a lei de potencia.

σ_y	Trecho Linear		Lei de Potência				
	ε_0^a	H	ε_0^b	K^a	n^a	K^b	n^b
320	0,005	1400	0,10	663,5	0,15	500,96	0,24

A Figura 5.4 apresenta as curvas força versus deslocamento, do ensaio de tração do CP01 e a ajustada numericamente utilizando o programa LS-OPT, as quais se superpõem por toda a extensão. Na Figura 5.4 também pode ser visto a curva deformação plástica versus deslocamento determinado na parte central do corpo de prova, com dimensão de elemento igual a 1 mm. Observa-se que no início a curva apresenta uma declividade suave e a partir da estricção (força máxima) a declividade

Tabela 5.3: Propriedades do material para o CP01

Propriedade	Valor
Tensão de escoamento (MPa)	320
Tensão última (MPa)	600
Módulo de Young (GPa)	205
Coeficiente de Poisson	0,3

aumenta significativamente até a ruptura. A deformação plástica de fratura próxima à região da falha é de 126,4%.

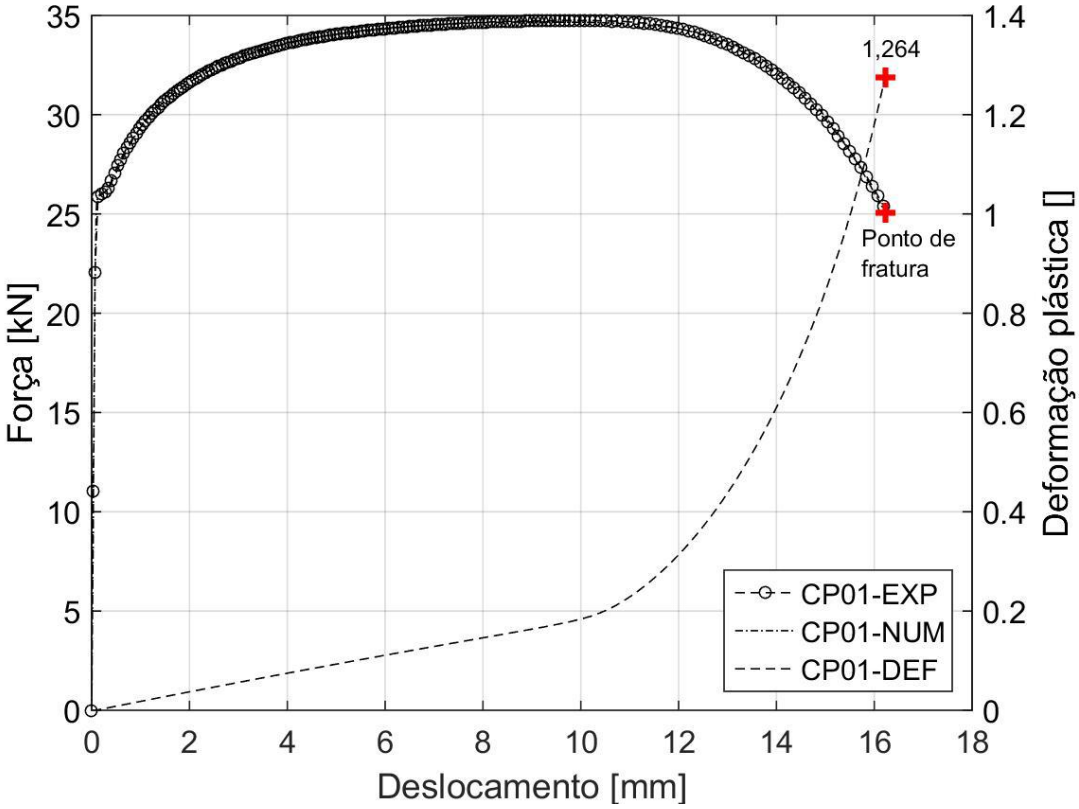


Figura 5.4: Curva força versus deslocamento e avaliação da deformação plástica para o CP01.

Para a medição das deformações foi utilizado o sistema DIC (eCorr), cuja precisão dos resultados depende das dimensões dos elementos da malha utilizada, que neste caso é medida em quantidade de pixels. Para avaliar a dependência das deformações nos sentidos longitudinal e transversal do CP, foram utilizadas várias dimensões de malha para determinação das deformações no ensaio de tração do CP01. A Figura 5.5 mostra os resultados destes cálculos em termos da curva tensão versus deformação verdadeira. Pode ser observado que a deformação de fratura sofre um acréscimo significativo com o refinamento da malha em pixels no cálculo com o DIC, um comportamento similar desta curva é observado por EHLERS e VARSTA [72].

Na Figura 5.6 são mostradas as reduções de área da seção transversal com o aumento do deslocamento (força) no ensaio de tração do CP01 medidas com o DIC utilizando uma malha de 20 pixels, e também é apresentada a curva obtida numericamente. A diferença entre as áreas pode ser atribuída às medições com o DIC considerarem linear a deformação sobre os lados da seção transversal, e na numérica a deformação dos lados é descrita não linearmente. Pode ser visto na Figura 5.6 que a diferença entre elas é muito pequena, de forma a considerarmos validado o procedimento experimental adotado com o DIC.

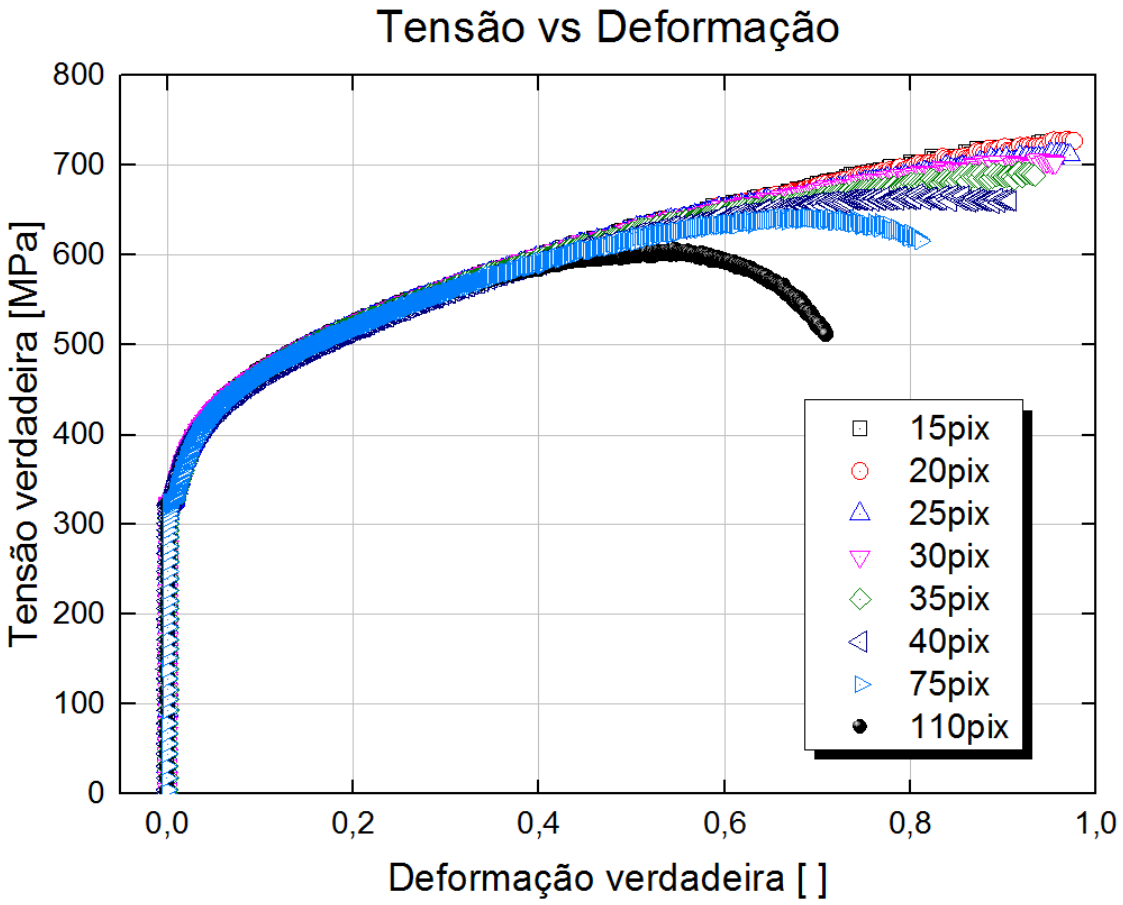


Figura 5.5: Curva tensão versus deformação para diferentes dimensões de malha no sistema DIC.

A Figura 5.7a mostra o resultado da distribuição de deformação plástica na superfície do CP01 na região de fratura, processada com o DIC com malha de 20 pixels, e a Figura 5.7b apresenta o resultado numérico semelhante ao experimental, com os parâmetros de ajuste mencionados na Tabela 5.2, ambas no instante da fratura.

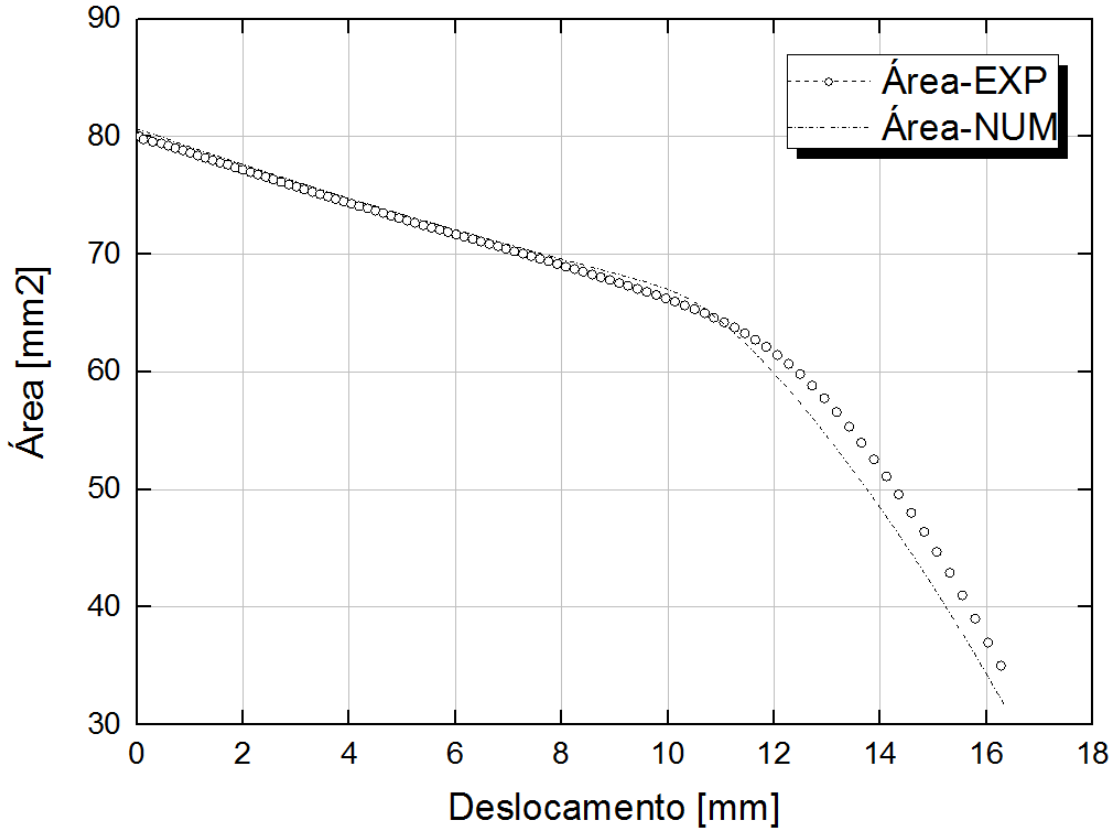


Figura 5.6: Áreas da seção transversal do CP01 determinadas com procedimento numérico e experimental.

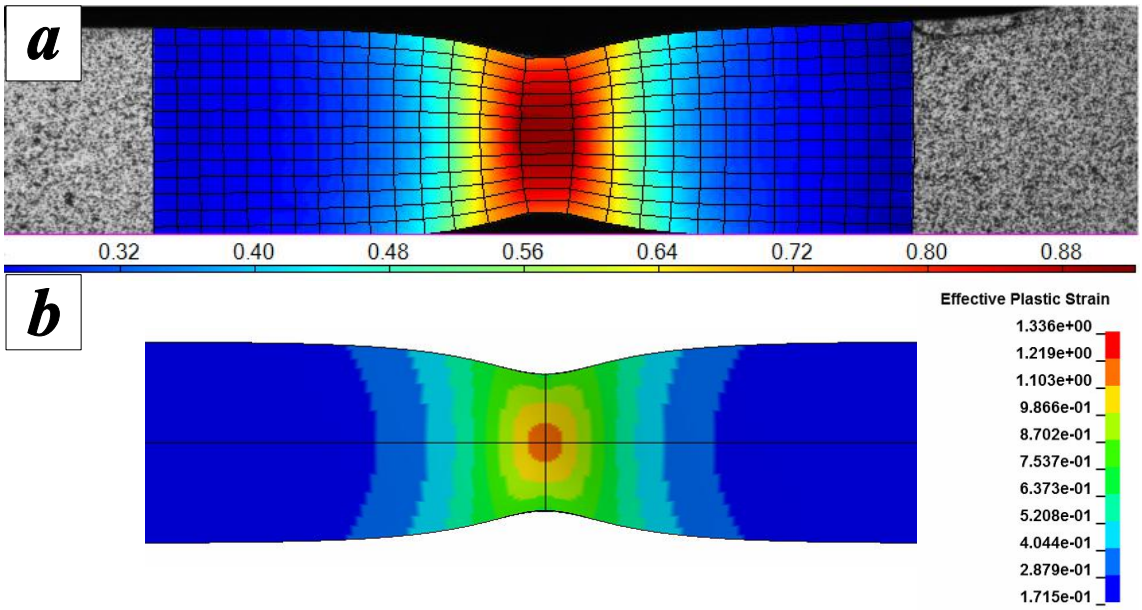


Figura 5.7: Curva força versus deslocamento e avaliação da deformação plástica para o CP01. Correlação do sistema DIC e o resultado numérico.

5.1.2.1 Ensaios em CPs com tração dominante (T > Tcr)

Por economia de tempo computacional, o modelo numérico adotado se restringiu apenas a 1/8 da geometria dos CP01, CP02, CP03 e CP04 aproveitando os três planos de simetria. Na simulação dos testes experimentais aplicou-se o carregamento uniaxial na extremidade, e na parte central restringiu-se o deslocamento longitudinal (direção Z) dos nós e nas outras direções aplicaram-se as condições de simetria. Utilizou-se curva tensão versus deformação verdadeira calibrada anteriormente com o CP01 para caracterização do material. A Figura 5.8 mostra parte da geometria dos modelos dos corpos de prova discretizados em elementos finitos, com refinamento de malha na parte central dos CPs, onde se espera ocorrer o maior gradiente de deformações e a fratura do material. O elemento empregado nas análises é o sólido SOL12, do LS-DYNA, com integração total, para evitar o problema de hourglassing.

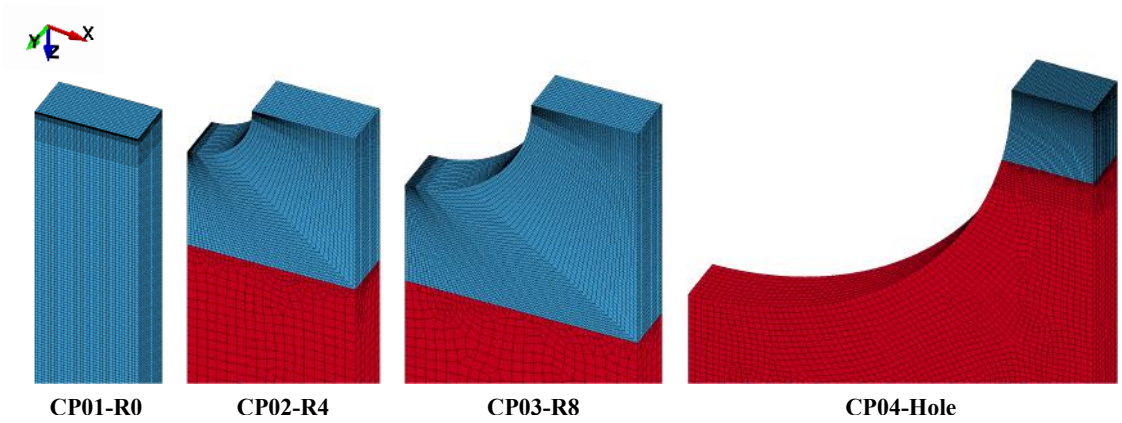


Figura 5.8: Refinamento de malhas para 1/8 de geometria dos CPs para os testes de tração dominante.

Na Figura 5.9 são apresentadas as curvas força versus deslocamento obtidas experimentalmente e numericamente para os CP02 e CP03, onde observa-se uma concordância quase perfeita entre as curvas. Nas Figuras 5.10 e 5.11 são mostradas as zonas de isodeformações para o CP02 e CP03, respectivamente, obtidas pelas medições com o DIC e pelas simulações numéricas no instante da fratura.

Na Figura 5.12 são apresentadas as curvas força versus deslocamento obtidas experimental e numericamente para o CP04, onde pode ser observado uma diferença na parte inicial do ensaio e um ajustamento muito bom entre as curvas a partir da força máxima. Na Figura 5.13 são mostradas as zonas de isodeformações obtidas pelas medições com o DIC e pelas simulações numéricas no instante da fratura. Pode ser observado que ambas as representações das deformações são quase idênticas.

Na Tabela 5.4 são apresentados os valores das deformações de fratura, triaxialidade média e ângulo de Lode no instante da fratura para todos os CPs de tração dominante. Pode ser visto que as deformações de fratura em todos os CPs são diferentes do CP01 (dog-bone), mas o CP04 apresenta o valor da triaxialidade

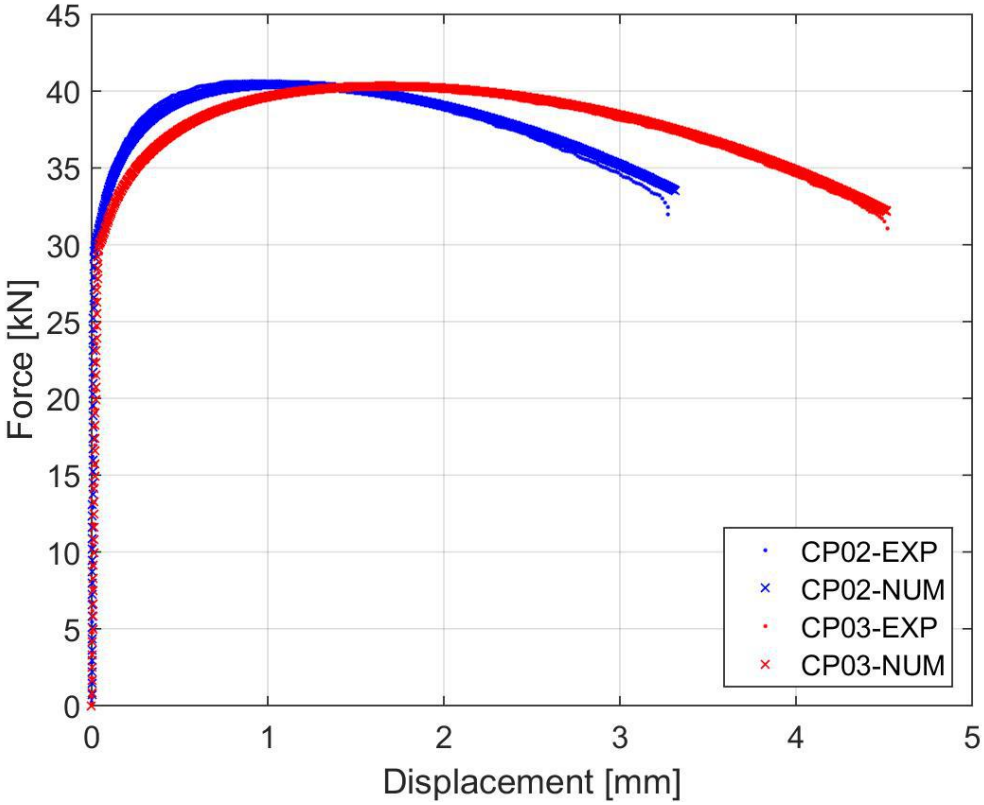


Figura 5.9: Resultado de força versus deslocamento para os CP02-CP03.

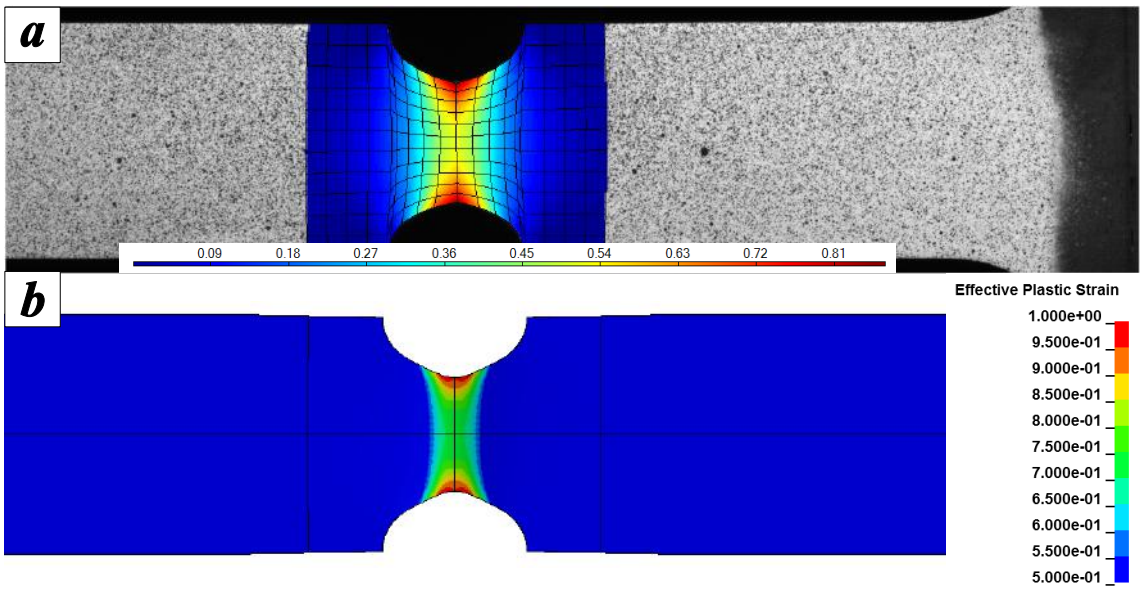


Figura 5.10: Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP02.

de tensão e do ângulo de Lode próximos aos do CP01. Os CP02 e CP03 possuem triaxialidades médias muito próximas, sendo a deformação de fratura e o ângulo de Lode bem diferentes. Estes resultados serão utilizados para a definição da superfície fratura do material.

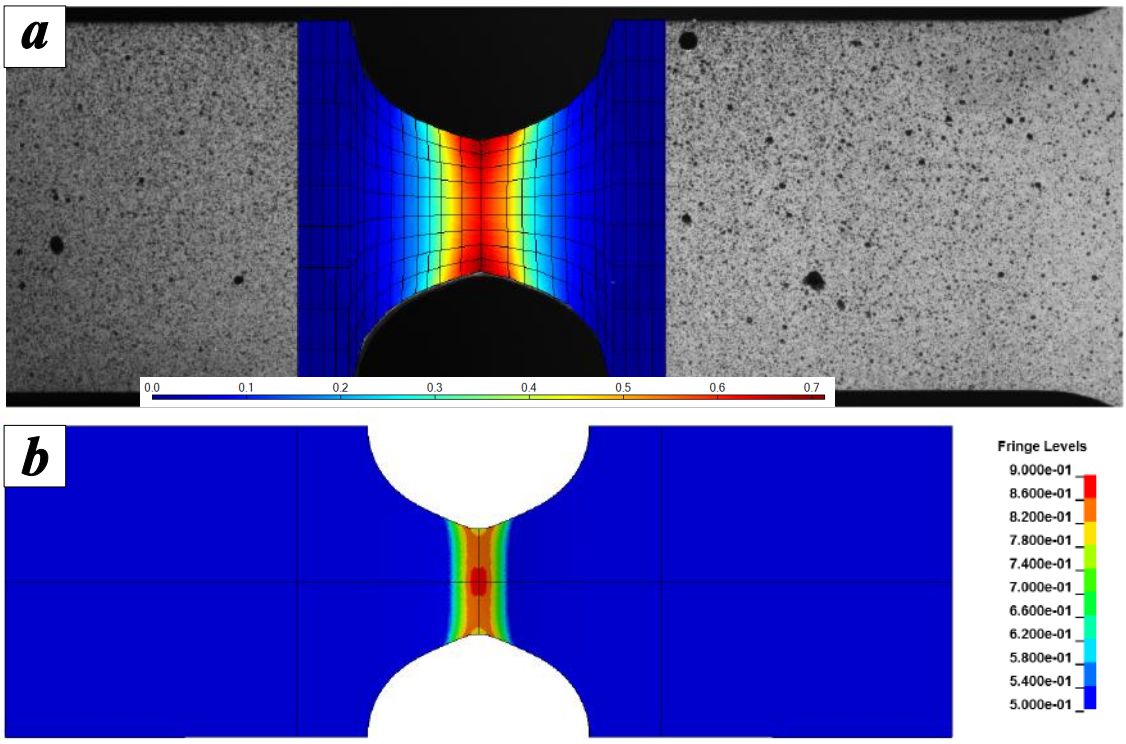


Figura 5.11: Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP03.

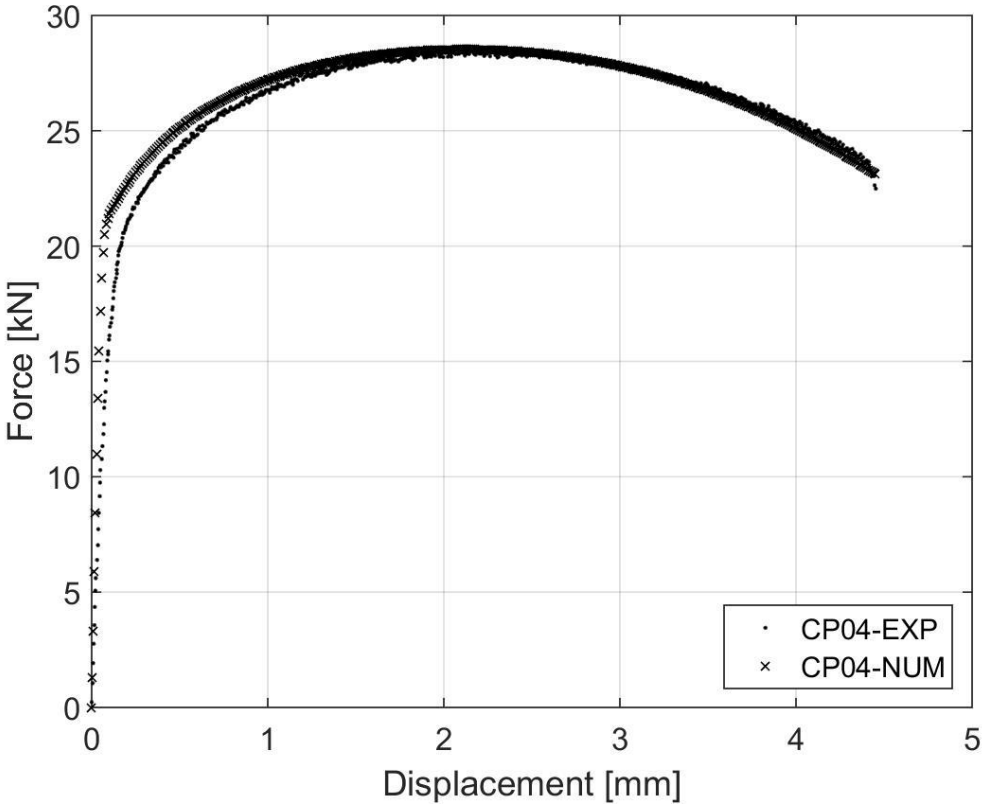


Figura 5.12: Resultado de força versus deslocamento para os CP04.

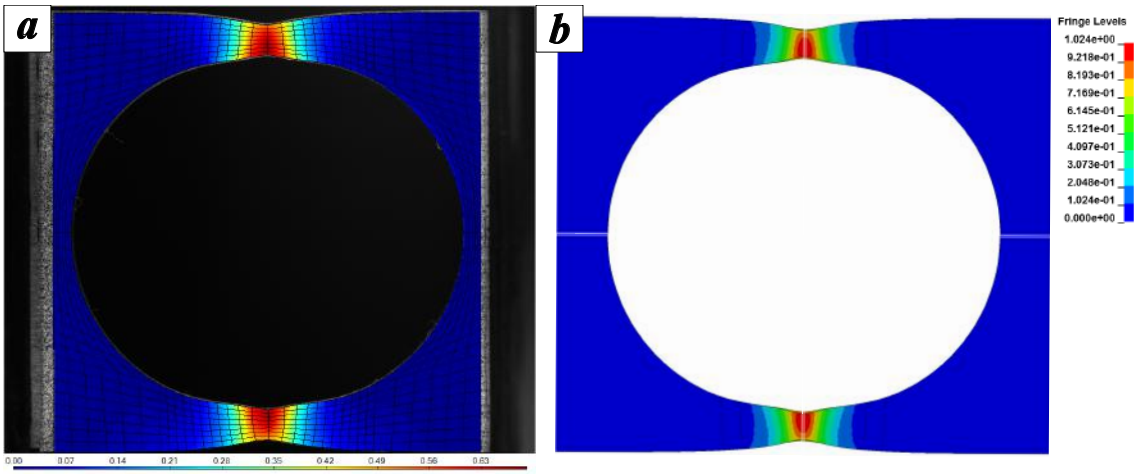


Figura 5.13: Correlação do sistema DIC e o resultado numérico do CP04.

Tabela 5.4: Parâmetros característicos do material na fratura para os diferentes CPs de tração dominante.

Espécime	ϵ_f	T	θ
CP01	1,264	0,522	0,890
CP02	0,787	0,667	0,394
CP03	1,162	0,670	0,308
CP04	1,047	0,329	0,928

5.1.2.2 Ensaios em CPs com cisalhamento dominante (0<T< Tcr)

Nos modelos numéricos dos CP05, CP06 e CP07 foram consideradas as suas simetrias em relação ao plano médio na direção da espessura. Para o CP05, mostrado na Figura 5.14, assim como em todos os outros CPs, foi considerado um grande refinamento na parte central (cor azul), mostrado em destaque na vista A-A. O plano de cisalhamento do CP05 forma um ângulo de 0º (zero grau) com o plano de carregamento (plano vertical). O plano de cisalhamento pode ser identificado na vista A-A da Figura 5.14 como o de menor largura na parte central.

No modelo numérico os furos dos CPs, como no modelo real, também foram conectados a pinos, onde se aplica a função *AUTOMATIC_CONTACT, o qual identifica de forma automática as superfícies que interagem entre sim. O pino inferior é mantido com seus deslocamentos restringidos e ao pino superior se aplica os incrementos de deslocamento verticais correspondentes ao carregamento de tração. O coeficiente de atrito entre as superfícies que interagem é de 0,3.

Na Figura 5.15 são apresentadas as curvas força versus deslocamento obtidas na medição experimental e a calculada numericamente, as quais apresentam uma boa concordância.

Na Figura 5.16 são mostradas as regiões de isodeformações na parte central do CP05 no instante da fratura. Na Figura 5.16a pode ser visto os resultados

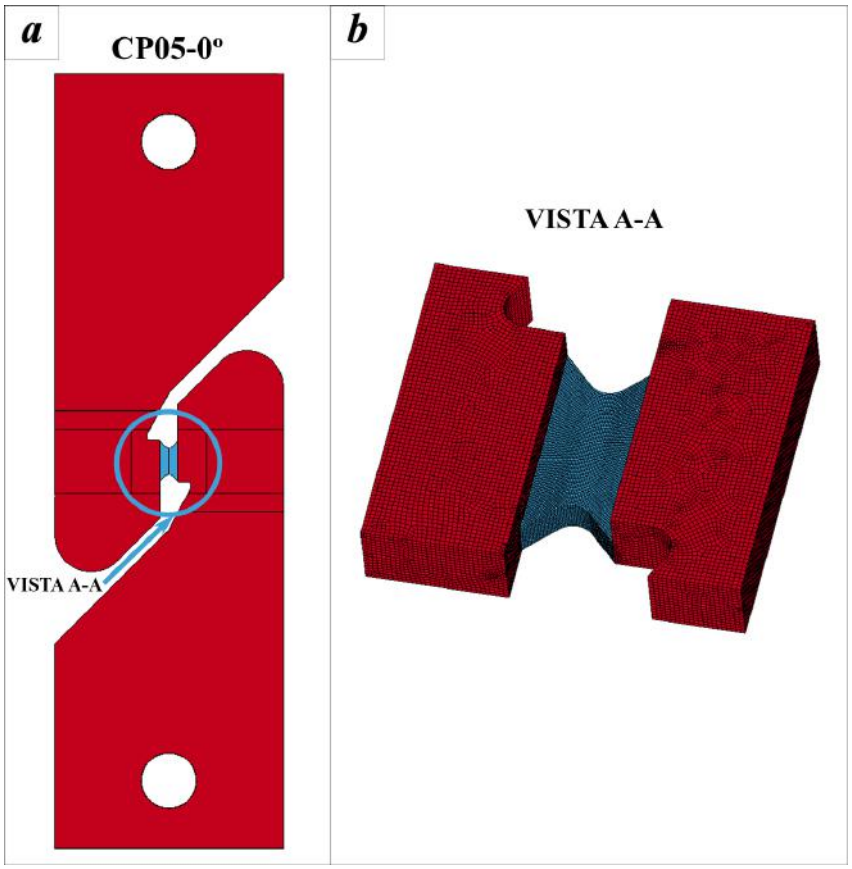


Figura 5.14: Refinamento de malhas para 1/2 de geometria para o CP05 e triaxialidade aproximadamente igual a zero.

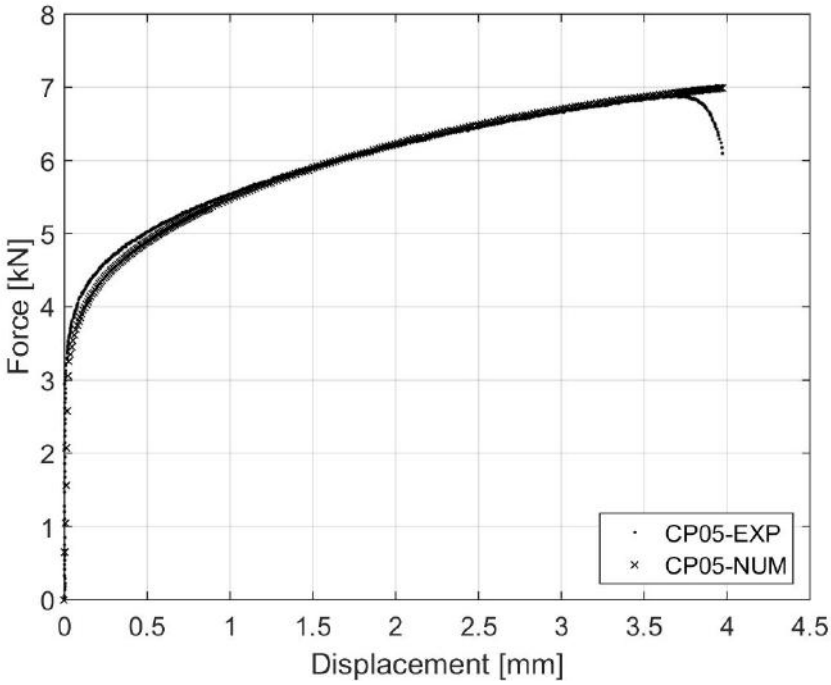


Figura 5.15: Resultado de força versus deslocamento para o CP05.

correspondentes à análise numérica e na Figura 5.16b as medições feitas com o DIC. Comparando as Figuras 5.16a e 5.16b se observa uma correspondência muito boa entre os resultados obtidos com os dois processos.

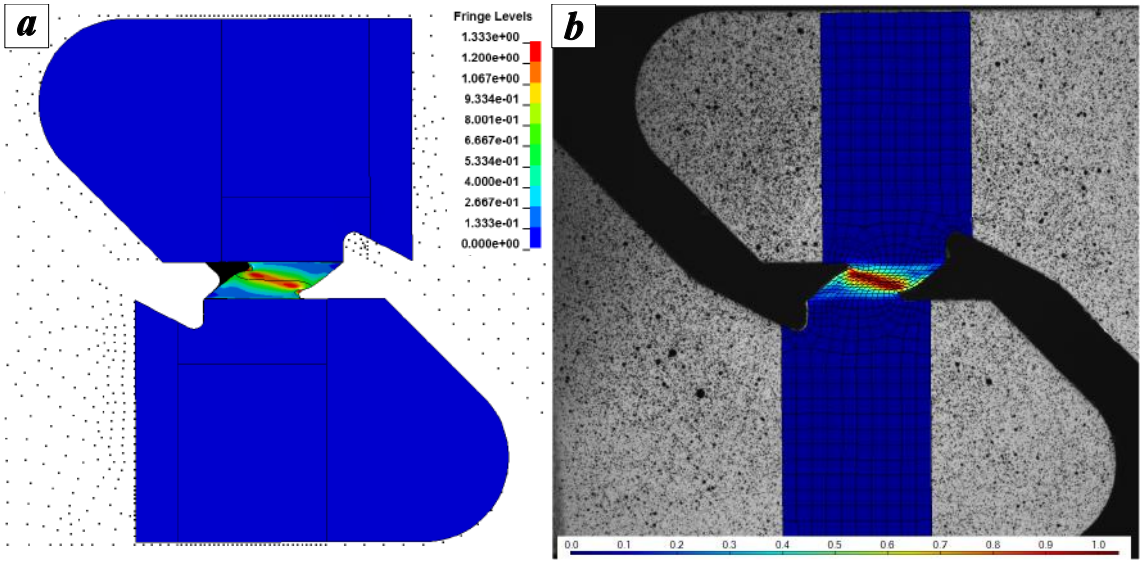


Figura 5.16: Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP05.

Nas Figuras 5.17a e 5.17b são mostrados os CP06 e CP07, respectivamente. No CP06 o plano de cisalhamento forma um ângulo 75º com o plano de carregamento e no CP07 um ângulo de 60º. Os detalhes das suas partes centrais com os respectivos refinamentos de malha são mostrados nas Figuras 5.17c e 5.17d para os CP06 e CP07, respectivamente.

Nas Figuras 5.18 e 5.20 observam-se as curvas força versus deslocamento obtidas dos resultados dos ensaios do CP06 e CP07 e das simulações numéricas dos ensaios, onde se observa um perfeito ajustamento entre as curvas. Nas Figuras 5.19 e 5.21 são apresentados os resultados em termos das regiões de isodeformações na região central do corpo de prova, onde também pode ser visto uma correspondência muito boa.

Na Tabela 5.5 são apresentados os valores da deformação de fratura, triaxialidade média e ângulo de Lode no instante da fratura para todos os CPs de cisalhamento dominante. Pode ser visto que as deformações de fratura em todos os CPs têm uma variação relativamente pequena (máximo de 17%), e que o valor da triaxialidade de tensão e do ângulo de Lode para o CP05 são muito próximo de zero, como era de se esperar para o ensaio de cisalhamento puro. Os CP06 e CP07 apresentam o ângulo de Lode próximos de 1 (um). Estes resultados, junto com os dos CPs de tração dominante, também serão utilizados para a definição da superfície de fratura do material.

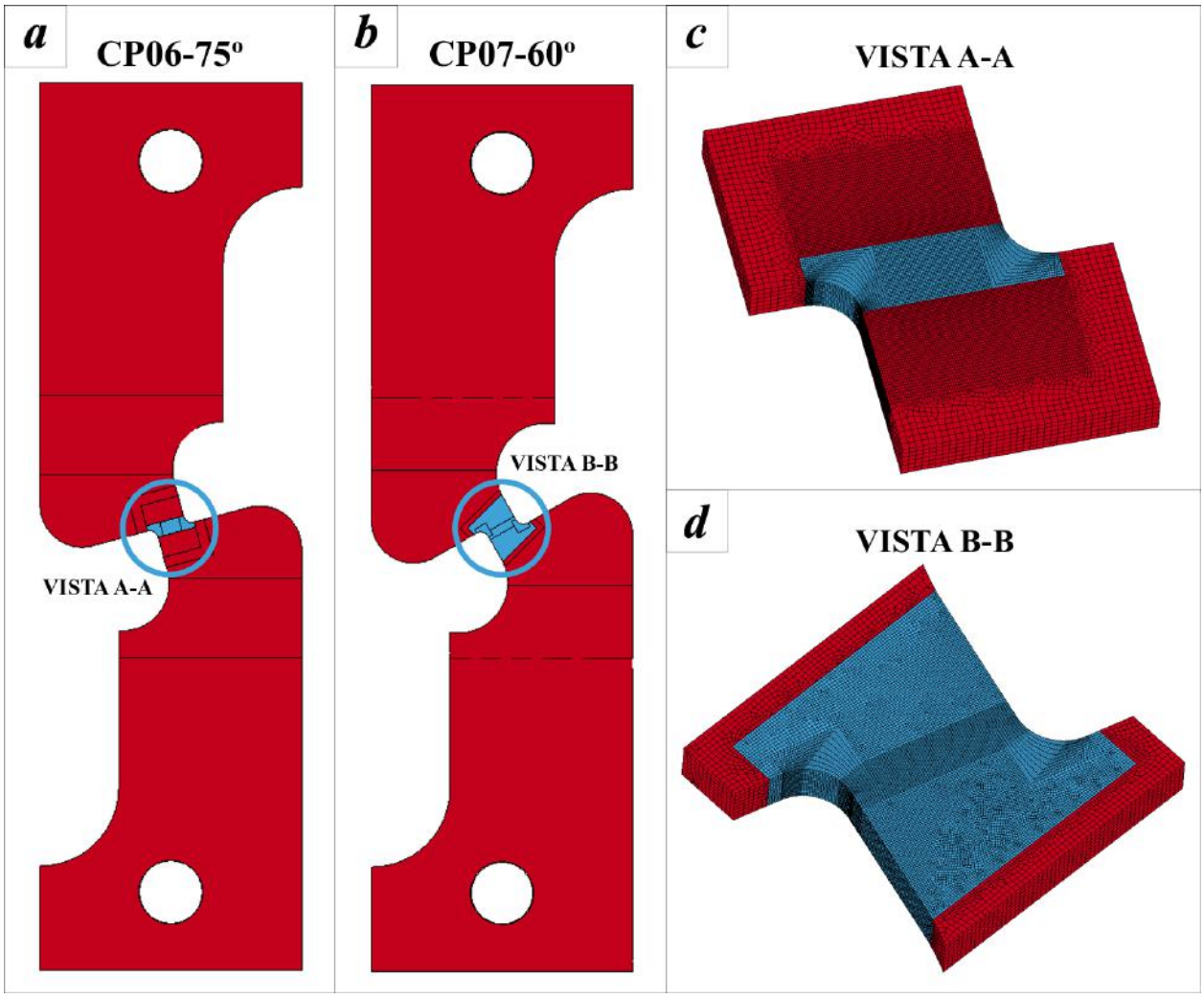


Figura 5.17: Refinamento de malhas para 1/2 de geometria para o CP06-CP07 e triaxialidade intermédia entre 0-Tcr e próximo a Tcr, respectivamente.

Tabela 5.5: Parâmetros característicos do material na fratura para os diferentes CPs de cisalhamento dominante.

Espécime	ϵ_f	T	θ
CP05	1,279	0,007	0,025
CP06	1,219	0,342	0,976
CP07	1,138	0,441	0,950

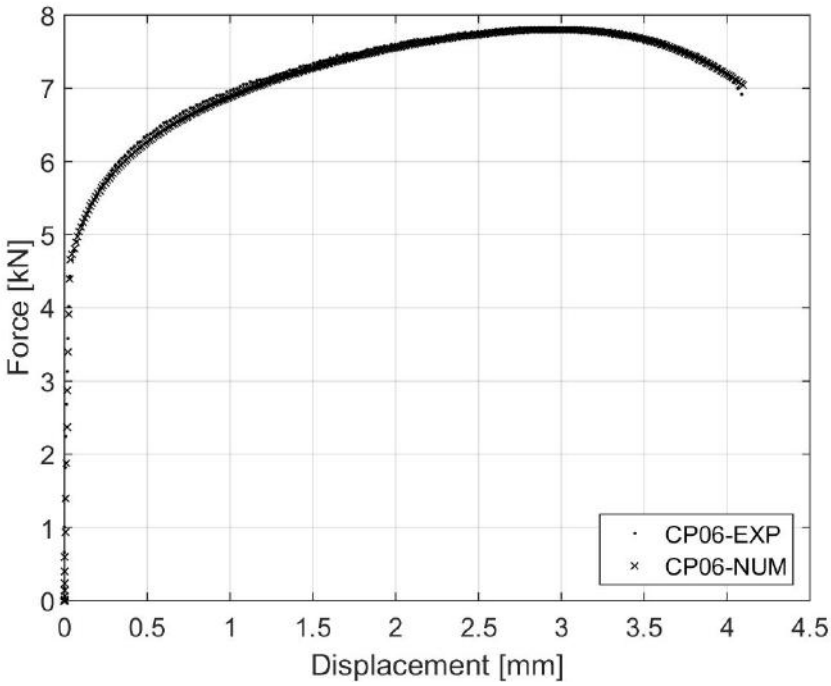


Figura 5.18: Resultado de força versus deslocamento para os CP06. Correlação do sistema DIC.

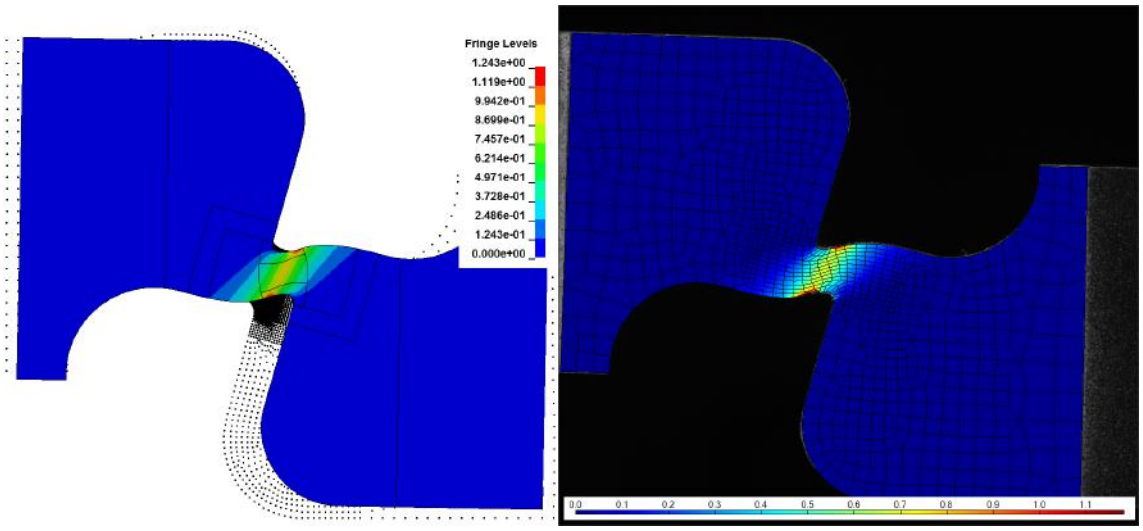


Figura 5.19: Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP06.

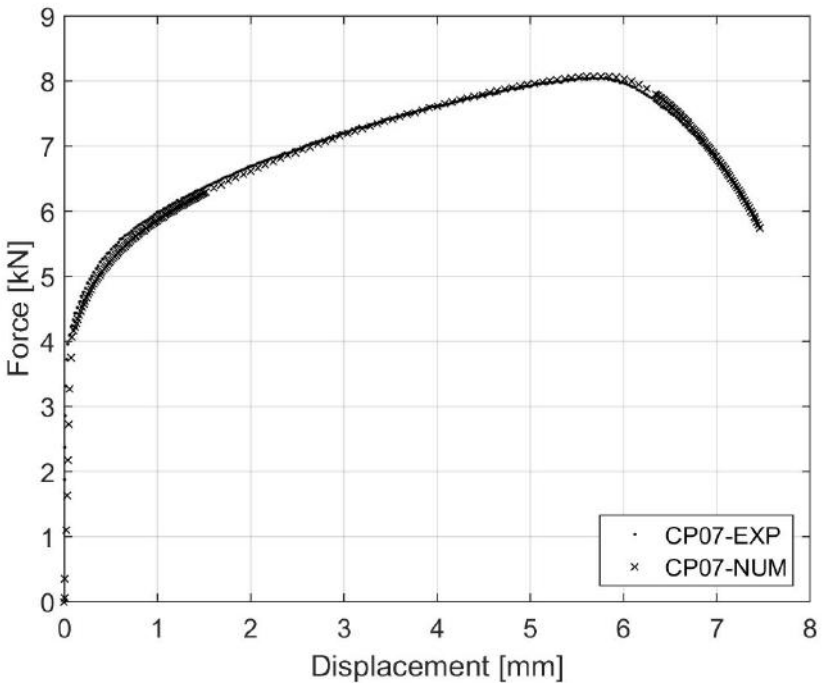


Figura 5.20: Resultado de força versus deslocamento para os CP07. Correlação do sistema DIC.

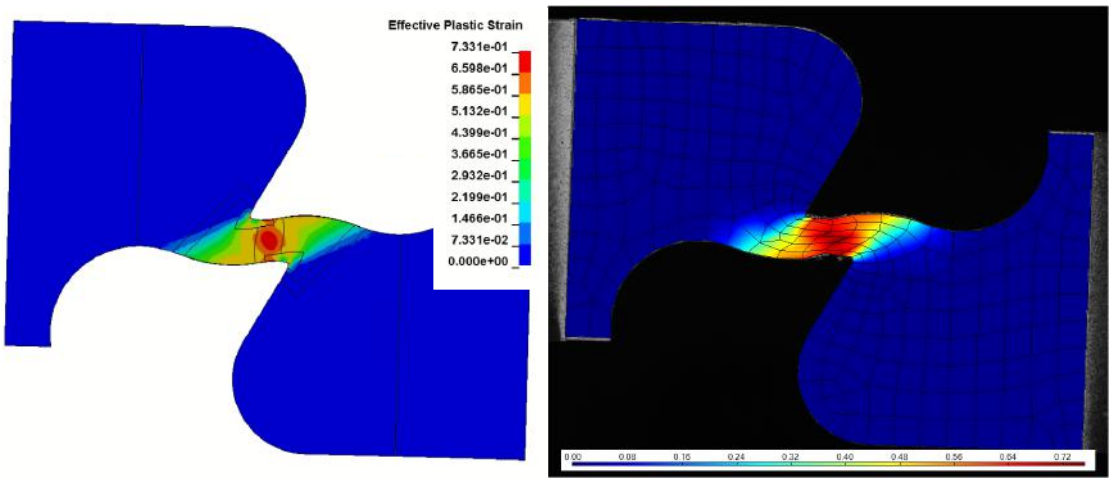


Figura 5.21: Correlação do sistema DIC com o modelo numérico CP07.

5.1.2.3 Determinação dos parâmetros para os critérios de fratura RTCL e MMC

As deformações de fratura, as triaxialidades de tensões e os ângulos de Lode obtidos em todos os CPs do material ASTM-A36 (Tabelas 5.1 e 5.4), são utilizados na calibração dos critérios de fratura desacoplados, RTCL e MMC. Estes critérios serão posteriormente utilizados nas simulações numéricas dos ensaios experimentais dos cenários de colisão para indicar o local e o instante de início da fratura.

Os critérios de fratura desacoplados mencionados utilizam funções de acumulação de dano, $f\left(T,\bar{\theta}\right)$, que dependem da triaxialidade de tensões e do ângulo de Lode ou ângulo de Lode normalizado. Esta função é acumulada em relação à deformação plástica para calcular o parâmetro de dano, vide equação 5.2. Posteriormente, o parâmetro de dano é dividido pela deformação de fratura dado para o conjunto de variáveis dependente $\left(T,\bar{\theta}\right)$ e a fratura acontece quando esta razão é igual a "1", vide equação 5.3.

$$D = \int f\left(T,\bar{\theta}\right) d\bar{\varepsilon}^p \tag{5.2}$$

$$\frac{D}{\bar{\varepsilon}_f} = 1 \tag{5.3}$$

Para o ajuste dos parâmetros para o respectivo critérios de fratura desacoplados são necessários a historia das variáveis $\left(T,\bar{\theta}\right)$ ou o valor médio. A Figura 5.10, mostra o valor médio e a história das triaxialidade de tensões obtidas dos CPs.

O critério RTCL utiliza a função de acumulação de dano dependente apenas da triaxialidade, como mostra a equação 5.4, precisando-se do ajuste dos parâmetros "a_1", "a_2" e "a_3". Os parâmetros são obtidos a partir do resultado dos ensaios dos CPs, considerando a triaxialidade de tensões entre -1/3 e 1/3.

$$f\left(T\right) = \begin{cases} 0 & para \quad T \leq -\frac{1}{3}; \\ 2a_1\frac{1+T\sqrt{12-27T^2}}{3T+\sqrt{12-27T^2}} & para \quad -\frac{1}{3} < T < \frac{1}{3}; \\ \frac{1}{a_2}e^{a_3T} & para \quad T \geq \frac{1}{3} \end{cases} \tag{5.4}$$

O critério MMC adota outra função de acumulação de dano, a qual depende da triaxialidade e do ângulo de Lode normalizado, como pode ser visto nas equações 5.5 e 5.6. Para explicitar a função de acumulação de dano é necessário ajustar os parâmetros "c_1", "c_2" e "c_3", operação que é realizada considerando todos os CPs mencionados.

$$f(T,X) = \frac{1}{\bar{\varepsilon}_D} \tag{5.5}$$

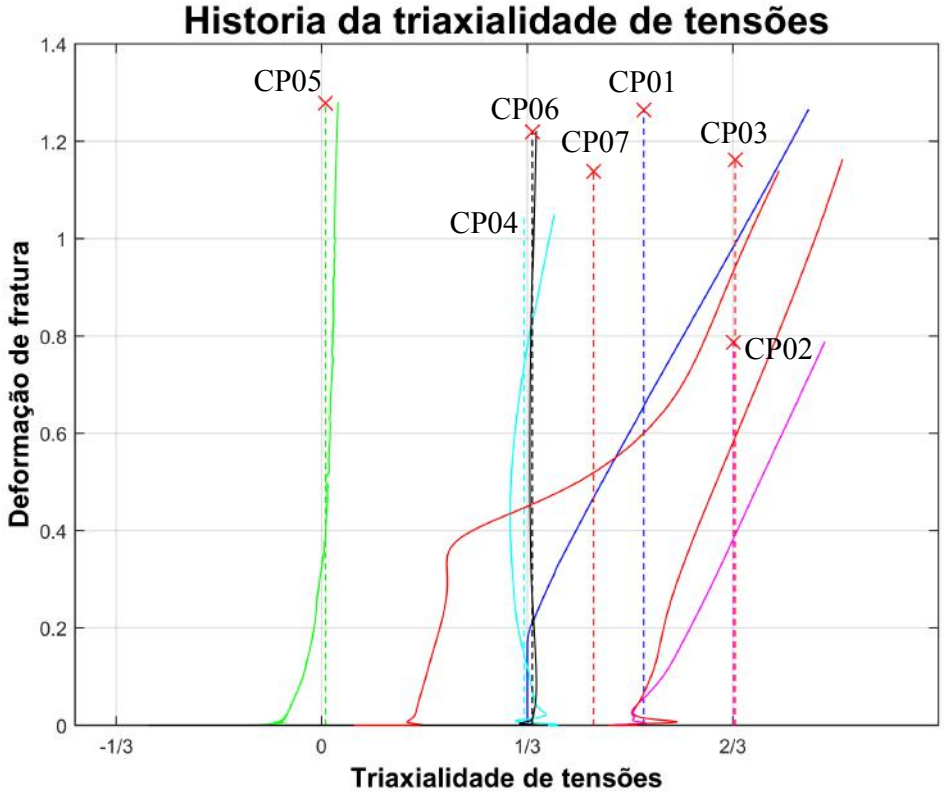


Figura 5.22: Resultado de força versus deslocamento para os CP07. Correlação do sistema DIC.

$$\bar{\varepsilon}_D = \left\{ \frac{A}{c_2} \left[c_3 + \frac{\sqrt{3}}{2-\sqrt{3}} (1-c_3) \left(\sec\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) - 1 \right) \right] \right.$$
$$\left. \left[\sqrt{\frac{1+c_1^2}{3}} cos\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) + c_1 \left(T + \frac{1}{3}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\bar{\theta}\pi}{6}\right) \right] \right\}^{-1/n} \tag{5.6}$$

Para o ajuste dos critérios de fratura mencionados utiliza-se a triaxialidade de tensões e o ângulo de Lode médio, Figura 5.22. O resultado do ajuste de cada critério de fratura é apresentado na Tabela 5.6.

As Figuras 5.23 e 5.24 apresentam a curva de fratura para o critério RTCL e MMC, respectivamente, segundo os parâmetros de ajuste da Tabela 5.5. Também, apresenta-se a superfície de fratura para o critério de fratura MMC, vide 5.25.

Tabela 5.6: Parâmetros de ajuste para os critérios de fratura desacoplados.

Critério de fratura	Parrâmetros de ajuste							
	a_1	a_2	a_3	c_1	c_2	c_3	A	n
RTCL	1,18	1,33	0,35	—	—	—	—	—-
MMC	—	—	—	0,05	330	1	500,96	0,24

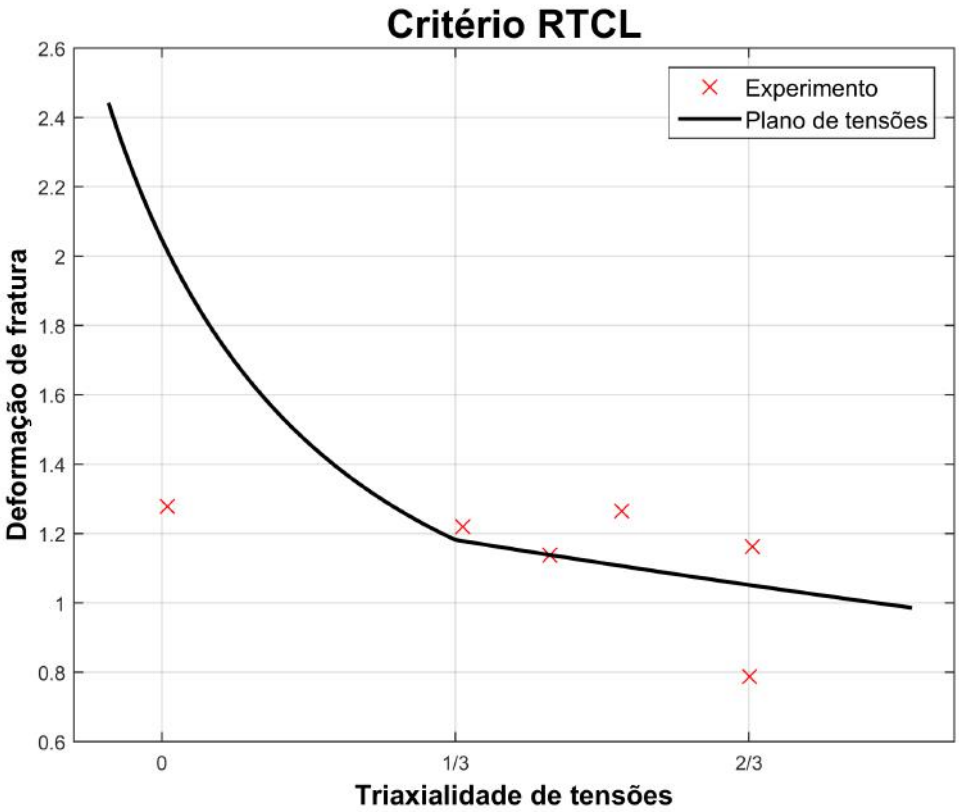


Figura 5.23: Curva de fratura para o critério RTCL.

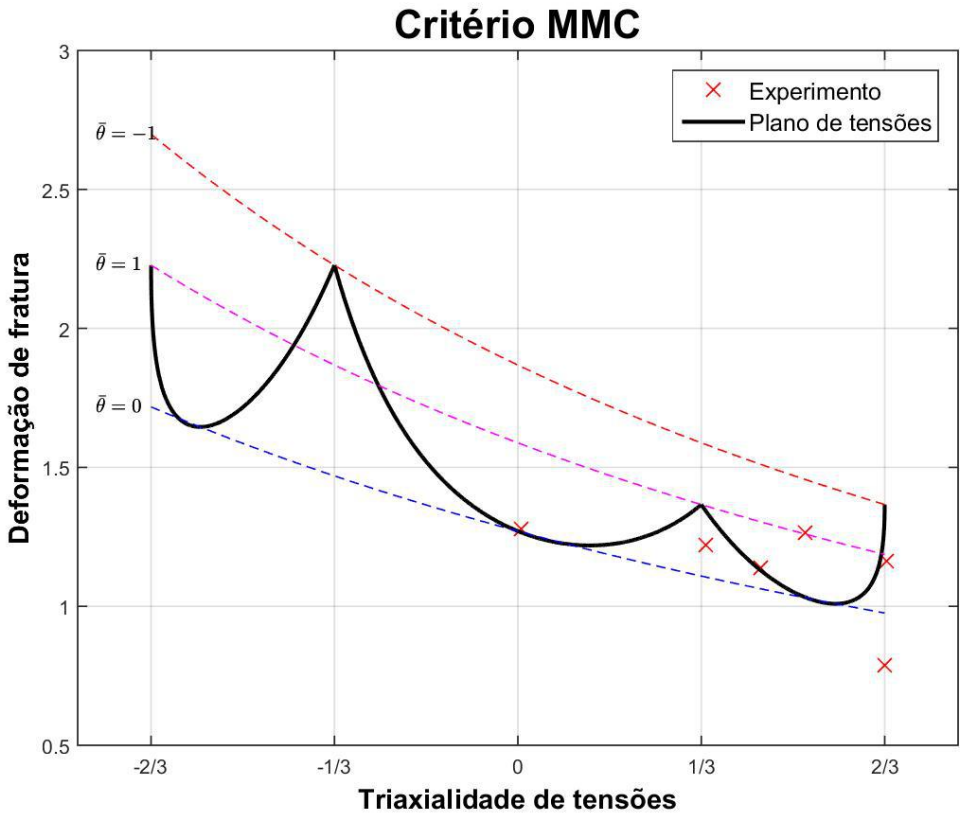


Figura 5.24: Curva de fratura para o critério MMC.

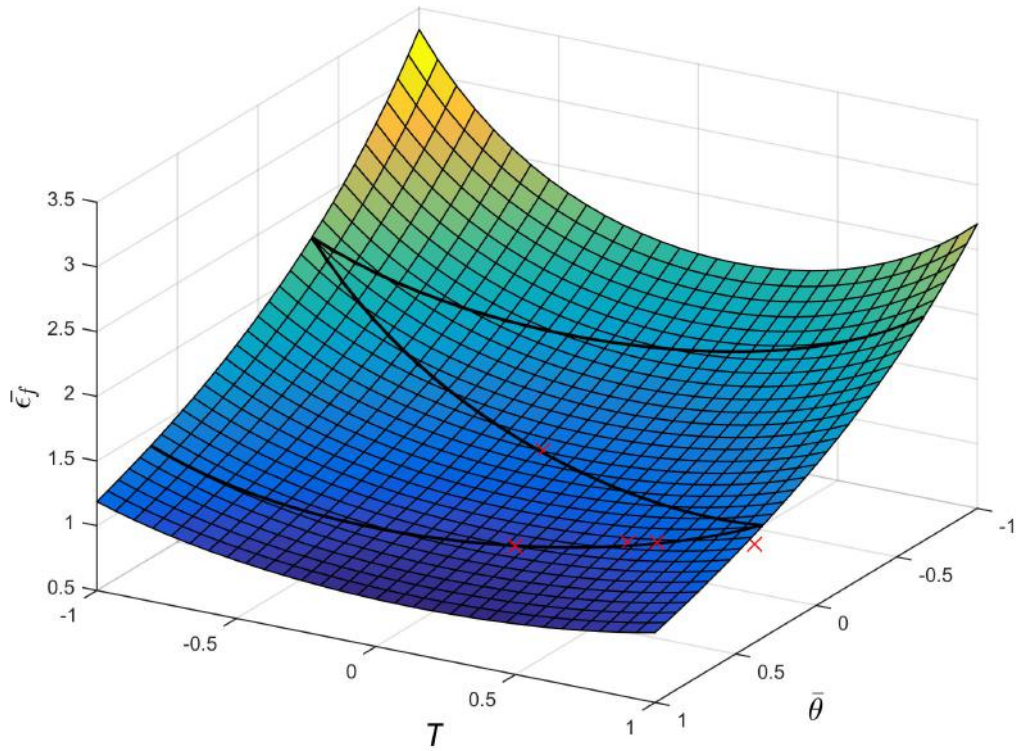


Figura 5.25: Superfície de fratura obtida para o critério MMC.

5.2 Projeto deformável: Bulbo rígido e placa deformável

O experimento a ser descrito neste item estuda o comportamento da indentação de uma placa por um bulbo maciço com penetração até a fratura. O objetivo principal do deste estudo experimental é obter resultados que possibilite verificar a formulação analítica proposta para o modo de dano de indentação, testar os critérios de fratura desacoplados para acidentes de abalroamento e correlacionar os resultados experimentais e numéricos em termos da curva força pela absorção de energia.

5.2.1 Indentação da placa com bulbo rígido

Os ensaios realizados para caracterização da superfície de fratura do aço ASTM-A36 mostrado anteriormente, utilizaram CPs retirados de uma chapa de aço que não foi a mesma usada no ensaio de indentação (colisão), mas consideramos que a variação em relação à curva de fratura obtida entre o aço utilizada para caracterizar a fratura e o aço utilizada para o ensaio de indentação não é significativa. Assim, para se obter maior precisão na análise numérica, a curva tensão versus deformação verdadeira do material empregado foi determinada.

Para a determinação da curva tensão versus deformação verdadeira do material foram retirados CPs do tipo "dog-bone" da placa segundo a norma ASTM M8, e para o ensaio de tração foi aplicado um procedimento semelhante ao descrito anteriormente e para o ajuste da curva foi utilizado o programa LS-OPT. Na Figura 5.26 é mostrada a curva força versus deslocamento resultante do ajuste.

As características mecânicas do material determinadas no ensaio estão mostradas na Tabela 5.7 e os parâmetros da lei de potência para a curva do material determinados pelo programa LS-OPT são dados na Tabela 5.8.

Tabela 5.7: Propriedades mecânicas do aço ASTM-A36 para espessura de 2,65 mm.

Propriedade	**Valor**
Tensão de escoamento (MPa)	265,97
Tensão última (MPa)	339,4
Módulo de Young (MPa)	207,90
Módulo de Poisson	0,3120

O experimento pretende simular um acidente de colisão frontal, representado por um modelo quase estático, onde o indentador (bulbo maciço) desce perpendicularmente a uma velocidade de 1,5 mm/min até atingir uma placa não enrijecida. O bulbo do navio agressor (indentador) e a largura da placa, isto é, a

Tabela 5.8: Propriedades mecânicas do aço ASTM-A36 da placa para indentação.

σ_y	Trecho Linear		Lei de Potência				
	ε_0^a	H	ε_0^b	K^a	n^a	K^b	n^b
265,97	0,015	0,0	0,21	580,412	0,213	501	0,475

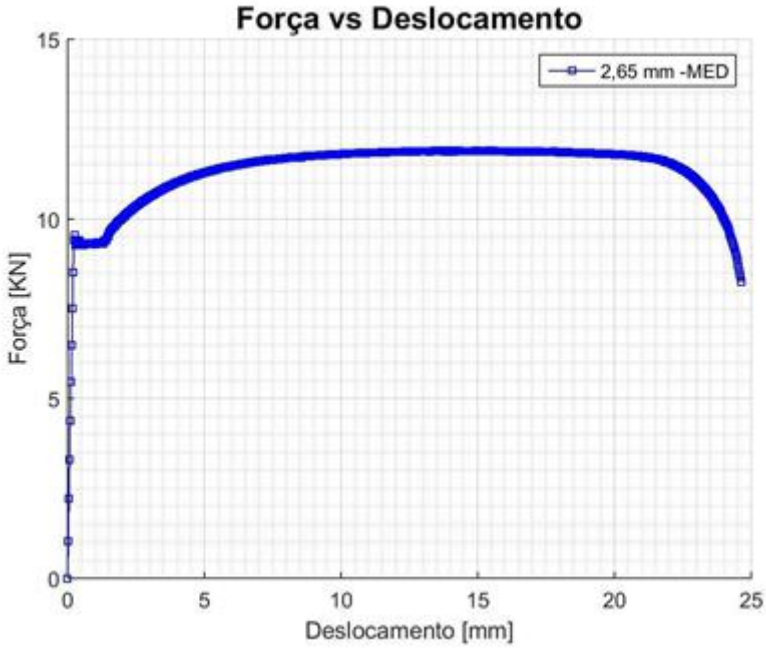


Figura 5.26: Curva força versus deslocamento após LS-OPT.

distância entre cavernas gigantes do costado do navio agredido, são construídos na escala de 1:12.

A fabricação do bulbo rígido foi realizada pelo processo de usinagem assistida por computador (CNC) de um bloco sólido de aço ASTM-A151. A forma do bulbo é do tipo delta, e visando aumentar a rigidez do bulbo foi aplicado um tratamento após usinagem, resultando na peça mostrada na foto da Figura 5.27a, e na Figura 5.27b é apresentado o modelo numérico no programa de desenho 3D.

A placa de aço ASTM-A36 com dimensões 965 mm x 525 mm x 2,7 mm foi soldada a um quadro retangular formado por vigas maciças de aço ASTM-A151 com seção transversal de 75 mm x 75 mm, vide Figura 5.28. Este quadro se apóia em outro quadro com dimensões iguais e mais abaixo por outros dois quadros formados com vigas com seção transversal de 50 mm x 50mm. Esta montagem foi realizada com o objetivo de obter a altura suficiente para a penetração na indentação pelo bulbo até a fratura. Na Figura 5.28a é mostrado um esquema da vista superior do arranjo citado com indicação do posicionamento do bulbo. Na Figura 5.28b

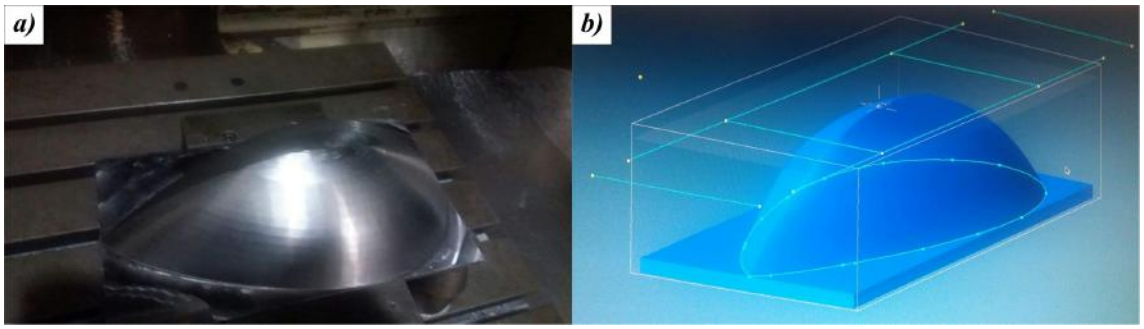


Figura 5.27: Bulbo de proa de navio após usinagem.

é mostrada uma vista isométrica do aparato, e nas Figuras 5.28c e 5.28d são apresentados os cortes longitudinal e transversal, respectivamente.

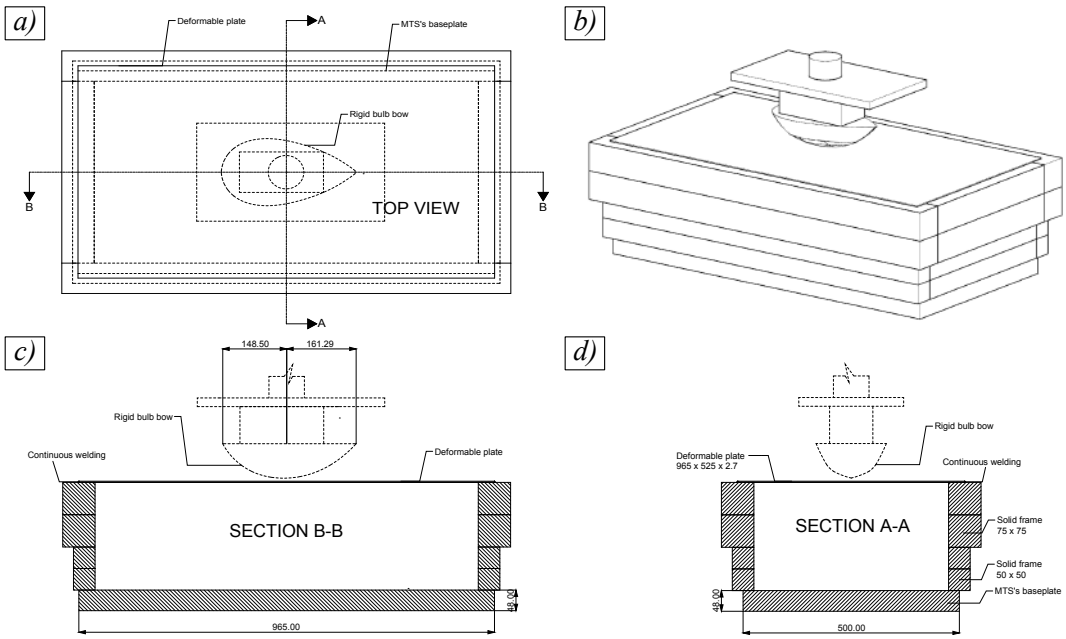


Figura 5.28: Disposição experimental para o projeto deformável.

Toda a montagem do experimento foi realizada no laboratório do Núcleo de Estruturas Oceânicas, NEO/COPPE, na máquina de ensaio MTS-311.14 de 2500 kN de capacidade máxima, vide Figura 5.29.

Um sistema com 2 (duas) câmeras foi posicionado na placa base da MTS, com o objetivo de capturar imagens dos deslocamentos da placa em função do tempo. Como as câmeras ficam posicionadas no interior do quadro fechado pela placa, portanto não havendo luminosidade, foram utilizadas luzes do tipo led para iluminação. A Figura 5.30a mostra o quadro com as luzes, mas ainda sem a placa, e a Figura 5.30b mostra o detalhe do bulbo e das câmeras tipo web cam de 2Mpx de foco fixo.

Durante o ensaio de indentação (colisão) foram registrados pela máquina de ensaios as forças aplicadas e os deslocamentos correspondentes do indentador

Figura 5.29: Núcleo de Estruturas Oceânicas, máquina de ensaios MTS.

(bulbo), ao mesmo tempo também foram medidos com o sistema DIC (câmeras) o campo de deslocamentos nos pontos da região de interesse (ROI), demarcada na superfície da placa. O procedimento de preparação do ROI foi de forma similar ao dos CPs, descritos anteriormente. Além disso, um conjunto de extensômetros biaxiais foi utilizado para medir as deformações em pontos próximos à região central da placa. Na Figura 5.31 são mostradas de forma esquemática a região de interesse (área escurecida) e a localização dos extensômetros biaxiais (cruzes vermelhas), sendo dois deles colocados sobre o eixo de simetria longitudinal e os outros dois simétricos em relação ao mesmo eixo.

A Figura 5.32 apresenta a foto de uma das câmeras colocadas no interior do quadro antes de ser fechado pela placa, onde são vistos o ROI e os extensômetros biaxiais, correspondente ao esquema da Figura 5.31.

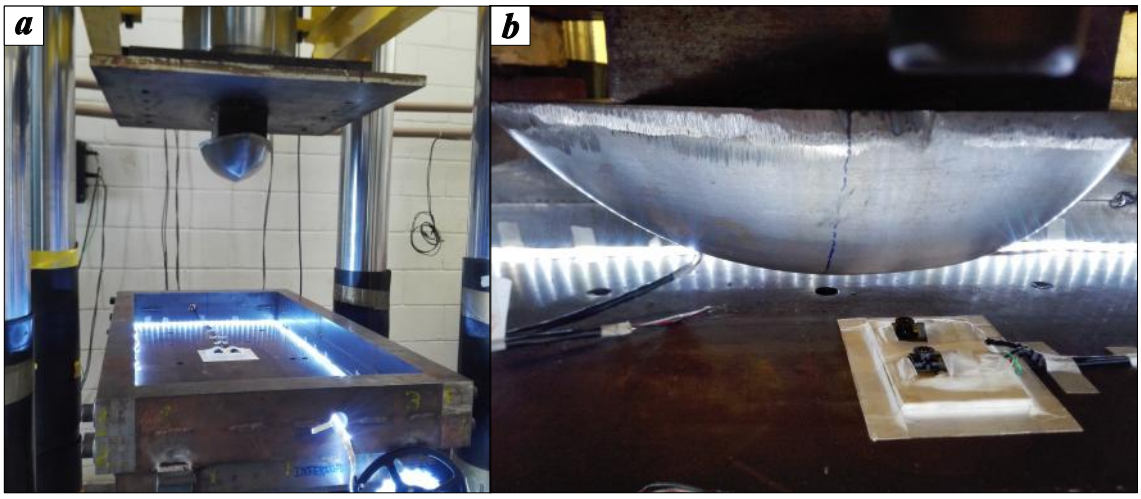


Figura 5.30: Montagem para o projeto deformável.
a) Pré-montagem antes do início do teste.*b)* Bulbo rígido e câmeras web.

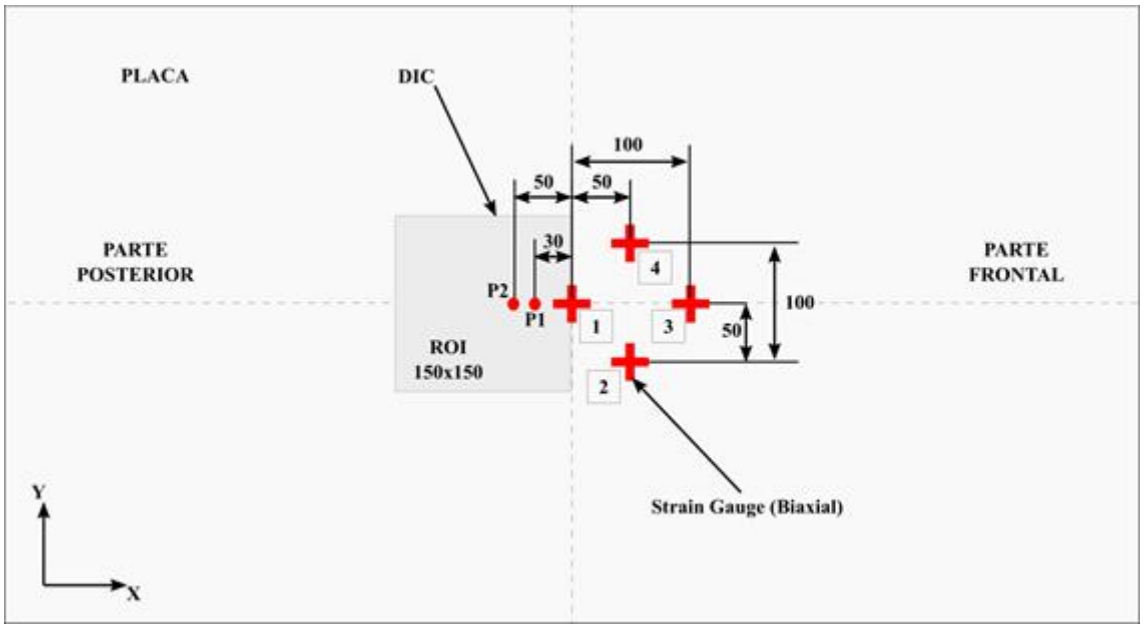


Figura 5.31: Posicionamento dos strain gauge biaxiais e do ROI, as medições são dados em milímetros.

5.2.2 Descrição do modelo numérico

O modelo numérico do ensaio contempla a configuração do experimento incluindo a placa, bulbo, parte do quadro e o contato da placa com o quadro, a Figura 5.33a mostra uma vista transversal destes elementos e indica os nós da viga do quadro com condição de contorno de engaste. A Figura 5.33b apresenta detalhe do contato placa-quadro.

Na união entre as faces das vigas do quadro e a placa, deve-se atentar para duas questões nas análises numéricas. A primeira se deve à definição do tipo de contato entre os elementos de viga (sólido) e os elementos da placa (casca), e a outra se

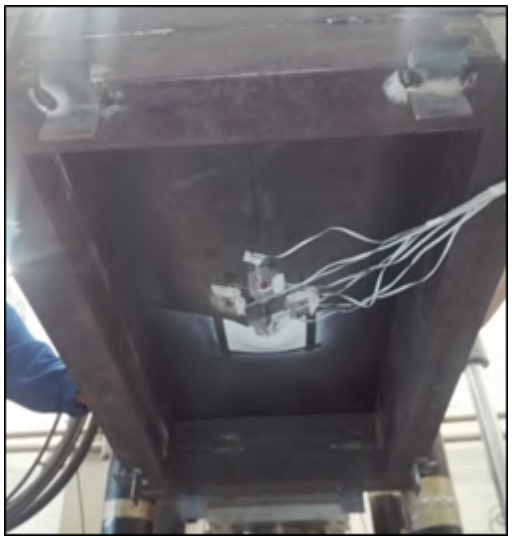


Figura 5.32: Vista interior do quadro após fechamento da placa.

refere em fixar os nós dos elementos sólidos aos dos elementos de cascas nas bordas soldadas, região vermelha nas Figuras 5.33a e 5.33b.

Neste sentido, diferentes tipos de contatos foram testados, concluindo-se que o melhor desempenho foi o contato dado pelo comando *AUTOMATIC_SURFACE_-TO_SURFACE, considerando um coeficiente de atrito de 0,3. Para garantir a coincidência dos nós dos elementos sólidos e dos elementos de cascas nos bordos da placa, definiu-se a mesma quantidade de elementos dos dois tipos no perímetro das vigas e da placa, e para garantir a união entre estes nós utilizou-se o comando *NODE_MERGE.

Na região de união entre a placa e as vigas adotou-se uma malha com o dobro da espessura da placa, e também se considerou esta região como de transição do refinamento da malha das vigas para placa, reduzindo as dimensões dos elementos da placa pela metade, como mostram as Figuras 5.33a e 5.33b. Como resultado a malha na placa fica definida com elementos quadrados, exceto nos seus bordos.

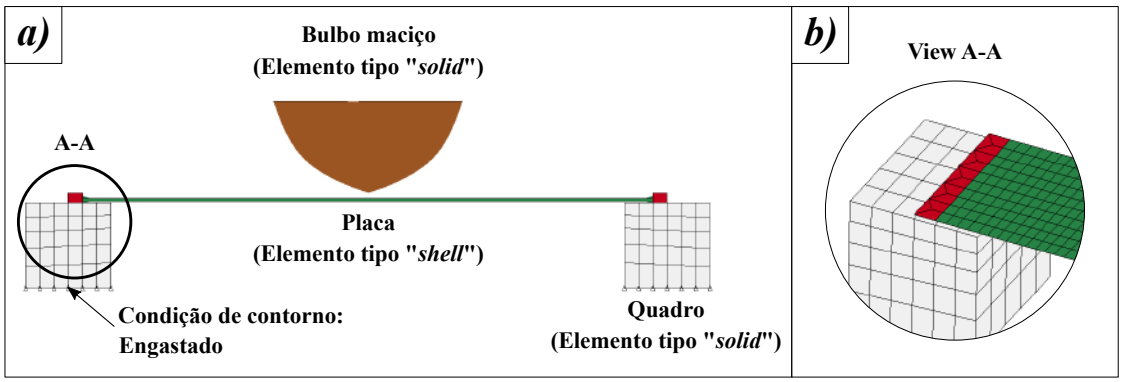


Figura 5.33: *a)* Partes do modelo numérico para o projeto deformável. *b)* Detalhe do contato placa-quadro.

Com o objetivo de estudar a sensibilidade de malha na placa são empregados três diferentes refinamentos denominados como: malha grossa (TK_MH), malha intermédia (MD_MH) e malha fina (TH_MH), as quais utilizam elementos quadrados com dimensões de 2 mm, 4 mm e 8 mm, respectivamente. A Figura 5.34 mostra o nível de refinamento para a malha TH_MH, mostrando a região de transição da malha na placa. O tipo de elemento selecionado para a placa é o SHELL163, com 5 pontos de integração na direção da espessura, e com integração total para evitar problemas de hourglassing. Para as vigas do quadro foram utilizados o elemento tipo SOLID12 com integração reduzida.

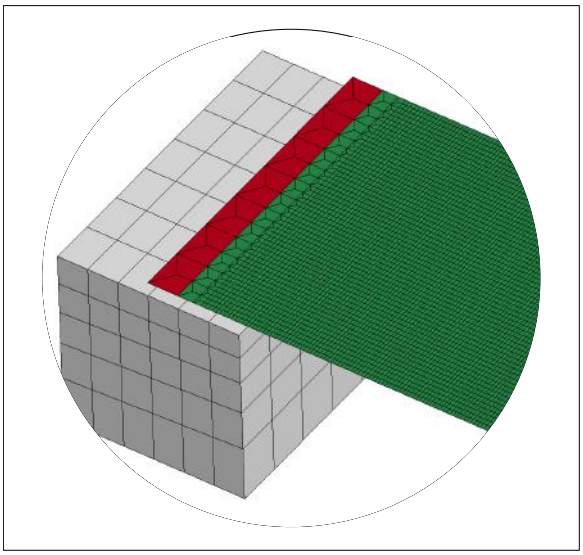


Figura 5.34: Refinamento na placa para a malha fina.

A curva tensão versus deformação verdadeira na forma de lei de potência é fornecida conforme dado pela equação 5.1, sendo necessária a programação em Fortran na subrotina dyn21 definido no comando UMAT (*User Defined Material*). A regra de fluxo do material foi adotada como encruamento isotrópico, e critério de escoamento de von Mises. Na solução do problema elastoplástico os incrementos de tensões correspondentes a um dado incremento de deformações são avaliados pelo método de retorno radial, [73]. Para determinação do instante e local da fratura do material da placa foram considerados os critérios de fratura desacoplados RTCL e MMC, os quais são detalhados no Capítulo 3. Os valores dos parâmetros de ajuste para cada critério são apresentados na tabela 5.6.

Numericamente a fratura é identificada quando a deformação plástica atinge um valor crítico avaliada pelos critérios mencionados. A representação física desta ocorrência é possível através da eliminação do elemento finito quando a deformação crítica é atingida em todos os pontos de integração na direção da espessura.

Para melhorar o desempenho computacional do modelo de análise explícita, utiliza-se o fator de massa escalonada, o qual altera a matriz de massa e reduz

o passo de tempo das análises numéricas. O valor escolhido para o fator de massa escalonada foi 1.E-5 para todas as simulações com os diferentes tamanhos de malha.

5.2.3 Resultados

No teste experimental de indentação da placa pelo bulbo rígido obteve-se a curva força versus deslocamento, e mediante a integração desta curva se calculou a curva de energia absorvida versus deslocamento, vide Figura 5.35. Para o cálculo da força em toneladas força (tf). Como pode ser observada, no gráfico da Figura 5.35 a força cresce suavemente com o deslocamento até o ponto de fratura da placa, onde houve um decréscimo repentino da força. Também pode ser visto que a energia de deformação da placa tem um pequeno gradiente até o deslocamento de aproximadamente 45 mm de deslocamento de penetração e a partir daí a taxa tem aumento significativo até a fratura.

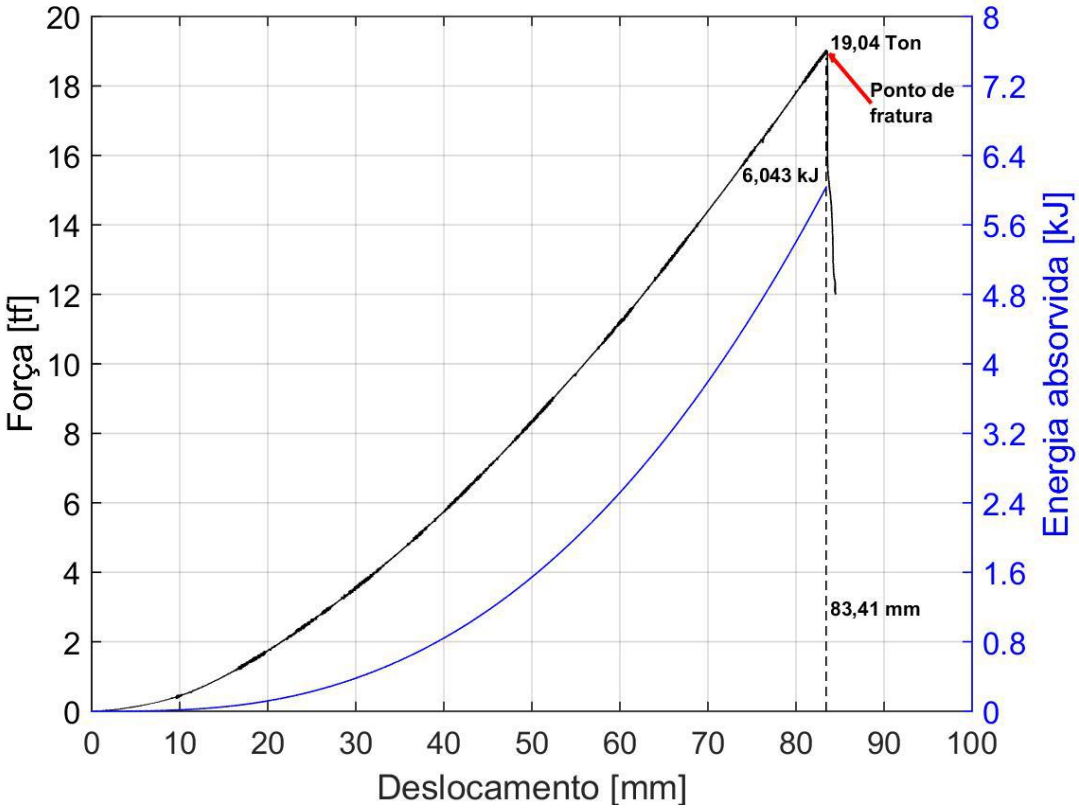


Figura 5.35: Curva experimental do ensaio de indentação.

A Figura 5.35 indica os valores de 19,04 tf e 83,41 mm para a força e o deslocamento, respectivamente, no ponto de fratura após indentação da placa. A fratura da placa começou pela parte frontal próximo ao extensômetro 3 e na linha do eixo de simetria longitudinal (veja Figura 5.32), com propagação em direção ao centro a uma velocidade de aproximadamente 0,83 mm/s. A Figura 5.36a apresenta

a zona de falha da placa no instante de tempo imediatamente antes da fratura da placa e a Figura 5.36b mostra o crescimento de trinca de 56 mm com o tempo de 67 s depois.

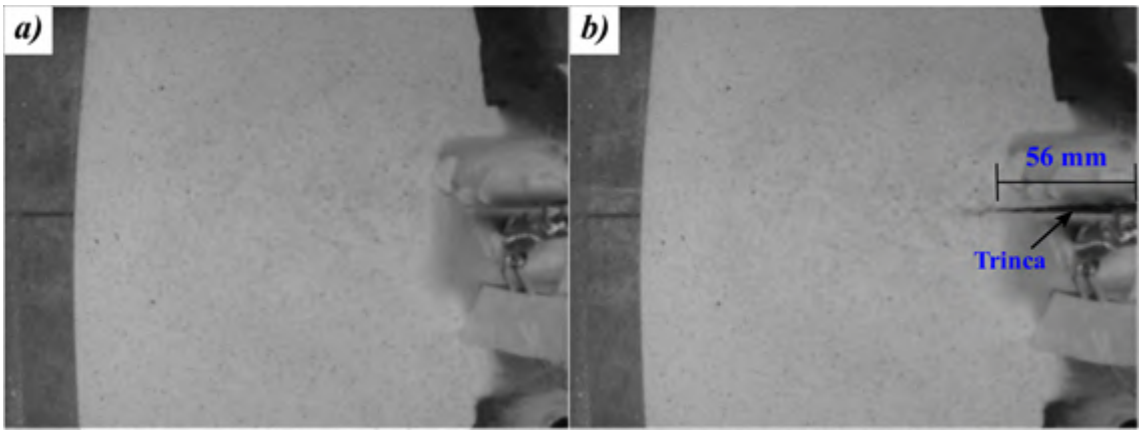


Figura 5.36: Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento.

A Figura 5.37 apresenta as curvas força versus deslocamento de penetração obtida experimentalmente no ensaio de indentação e a determinada na simulação numérica deste ensaio. O resultado numérico atinge um valor máximo de 19 tf, muito próximo ao valor obtido experimentalmente, e no caso dos deslocamentos de fratura o valor atingido é de 90 mm com uma diferença de 6,59 mm em relação ao valor experimental. Devido à proximidade das curvas se pode dizer que houve uma boa correlação do resultado numérico com a malha TH_MH e o resultado experimental (Figura 5.35). Com relação ao critério de fratura RTCL observa-se que produziu uma boa correlação entre as intensidades das forças na fratura, mas que ocorreram em instantes (deslocamento de penetração) distintos.

Na Figura 5.38 é mostrada a evolução da energia absorvida durante a indentação da placa, tanto experimentalmente como na simulação numérica do ensaio. Os valores da energia absorvida na simulação numérica com a malha TH_MH são superiores aos valores experimentais até o deslocamento de aproximadamente 75 mm, a partir deste ponto os resultados se invertem, ou seja, a energia experimental torna-se superior à numérica até a fratura.

Com o objetivo de verificar a acurácia das formulações analíticas simplificadas para indentadores rígidos, são comparadas as curvas força versus deslocamento destas formulações com a obtida experimentalmente. Para aproximar a forma dos bulbos de navios são comumente utilizados indentadores como: esfera (Wang [5]), elipsóide (Zhang [4]), parabolóide (Haris [6]) e "teardrop", este último desenvolvido no Capítulo 4. Para o emprego destas formulações é necessário inicialmente ajustar parâmetros, como descrito no Capítulo 4, e que para o caso em estudo estes parâmetros são apresentados na Tabela 5.9.

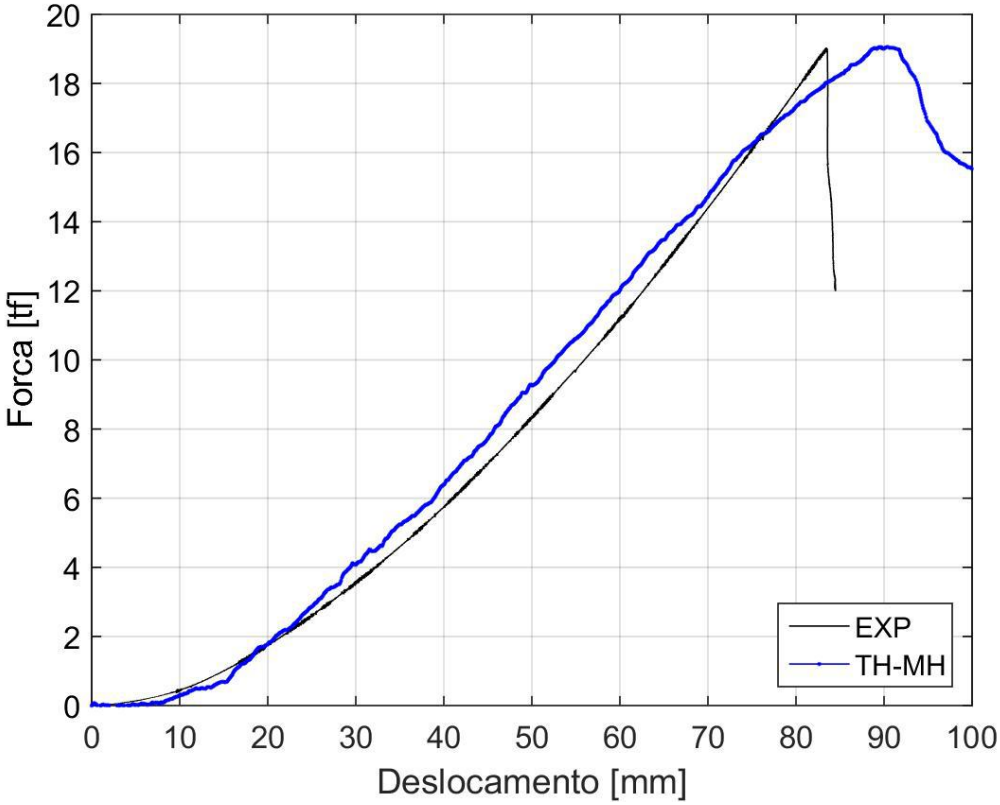


Figura 5.37: Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento.

A Figura 5.39 mostra os resultados da curva força versus deslocamento das formulações analíticas de cada indentador mencionado, utilizando os parâmetros de ajuste da Tabela 5.9. Os deslocamentos para todos os indentadores são calculados até a deformação de 20%, que corresponde ao início da fratura da placa preconizado pela Sociedade Classificadora DNV GL. O indentador proposto nesta tese, "teardrop", apresenta uma melhor aproximação em relação aos outros indentadores. Ademais, cada formulação analítica avalia o deslocamento da fratura da placa, sendo o valor calculado por Wang de 132,2 mm e Haris de 76,8 mm.

Nas análises de indentação, cada critério de fratura especifica um valor de deformação crítica, e os elementos que apresentarem deformações em todos os pontos de integração superior ao crítico, são eliminados para o próximo passo de análise. As Figuras 5.40a e 5.40b apresentam as isodeformações no instante de início da fratura, obtidos numericamente para a malha TH_MH para os critérios de fratura MMC e RTCL, respectivamente. Em ambas as representações observam-se as eliminações dos elementos da placa nos locais de fratura, onde se observa que o comprimento de trinca para critério MMC é menor do que o RTCL. Ambos os critérios iniciam a fratura na parte frontal da placa correspondendo às observações identificadas experimentalmente.

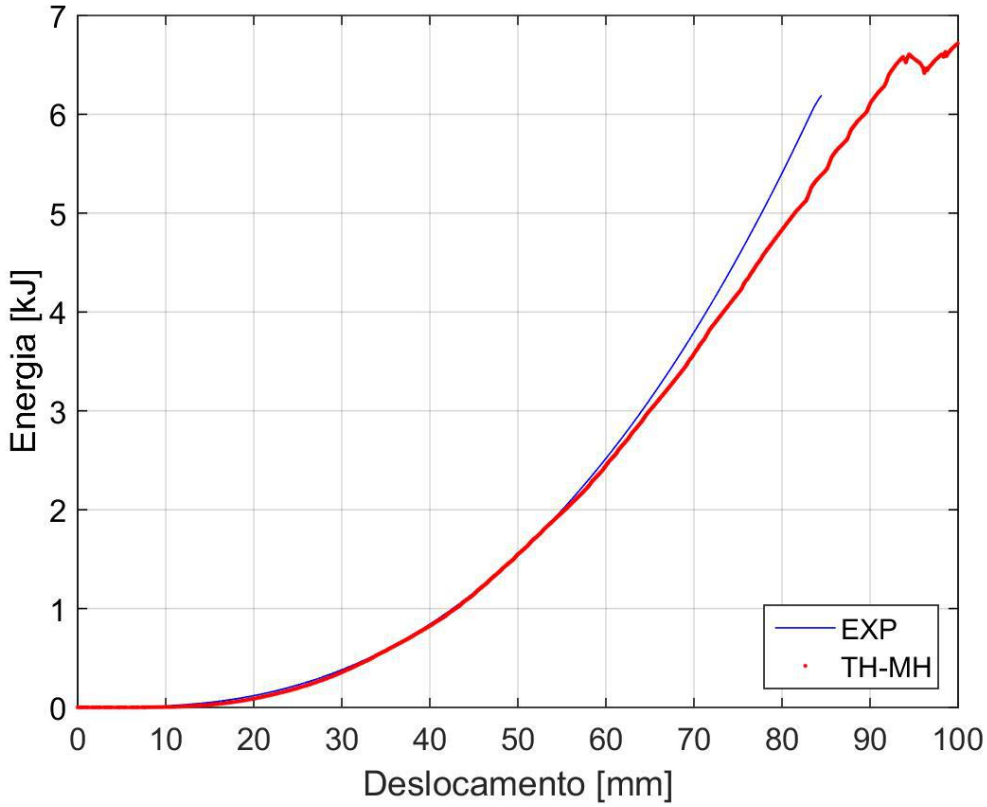


Figura 5.38: Correlação numérico-experimental da curva energia absorvida versus deslocamento.

Tabela 5.9: Parâmetros de ajuste para o indentador tipo bulbo.

Parâmetro	**Esfera**	**Elipsóide**	**Parabolóide**	***Teardrop***
R	225 mm	—	—	—
r	225 mm	—	—	—
θ	225 mm	—	—	—
Rb	—	225 mm	—	—
a	—	100 mm	—	—
Sx	—	—	445 mm	445 mm
Sy	—	—	225 mm	225 mm
α	—	—	0,2959	0,2959
β	—	—	0,6019	0,3582

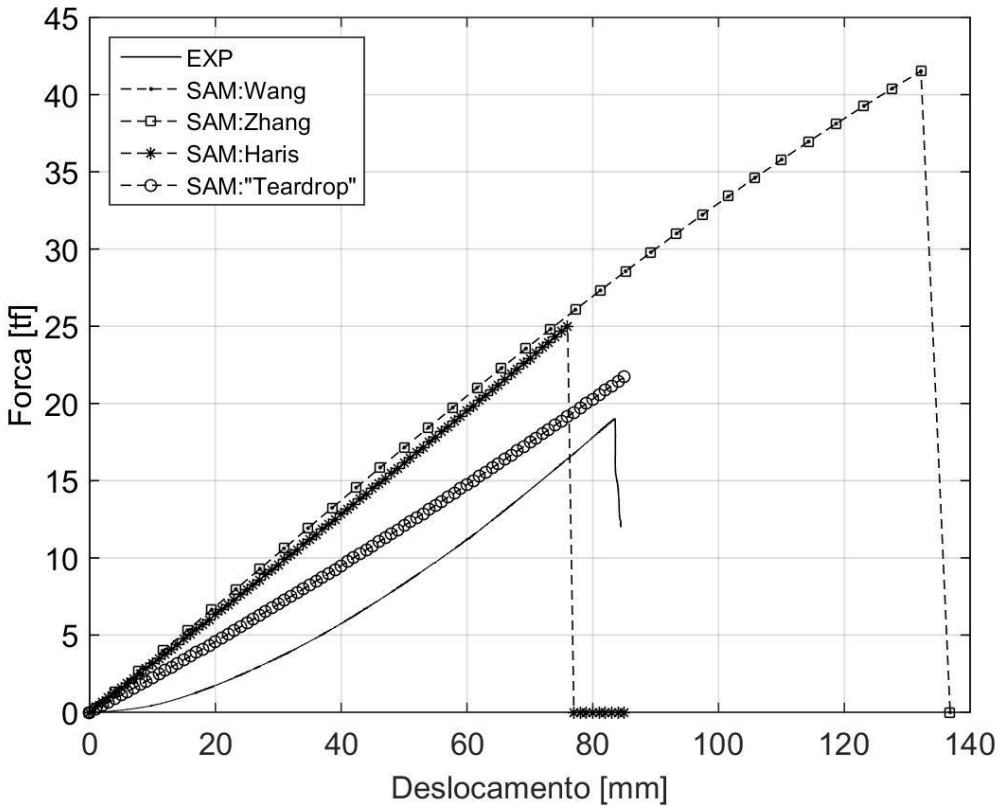


Figura 5.39: Correlação numérico-experimental da curva força versus deslocamento.

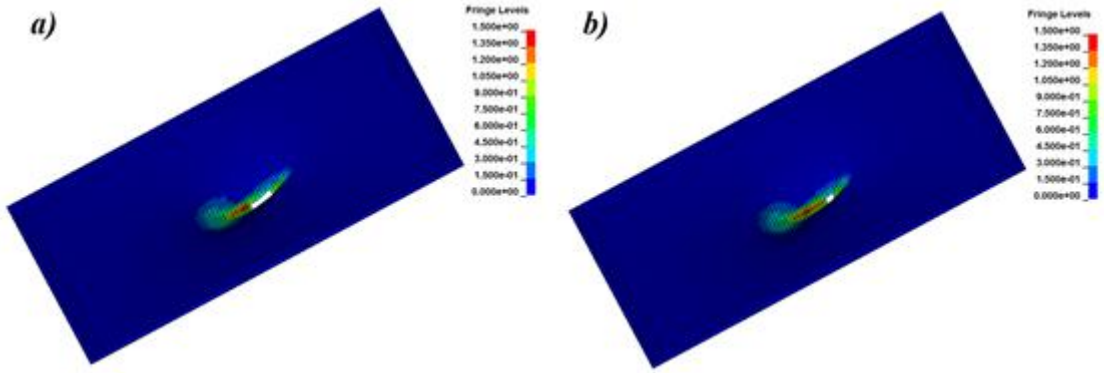


Figura 5.40: Correlação numérico-experimental. *a)* MMC. *b)* RTCL.

5.3 Projeto rígido: Bulbo deformável - Placa rígida

Segundo a classificação da DNV [1], o projeto rígido procura estudar o comportamento estrutural do navio agressor, considerando a rigidez do navio agredido muito superior. Para o caso de uma colisão frontal, proa do navio agressor contra o costado do navio agredido, diferentes formas de proa (bulbo e convés) são avaliadas numericamente com a finalidade de testar o arranjo estrutural. Neste caso, em geral, os danos observados não apresentam fratura do material, senão grandes deformações devido a esforços por flexão.

5.3.1 Projeto rígido: Bulbo deformável - Placa rígida

O estudo de um cenário de colisão frontal de um bulbo deformável contra uma placa espessa será realizado experimentalmente e um modelo numérico para simular o ensaio será desenvolvido. A forma geométrica e os elementos estruturais internos do bulbo foram obtidos a partir dos planos de desenho de um PSV modelo Rolls-Royce, e construído com aço ASTM A36 em escala reduzida de 1:12. Na fabricação foram considerados a chapa externa, a quilha e os reforços longitudinais e transversais. A Figura 5.41a mostra o desenho do bulbo de proa do PSV, exibindo os elementos estruturais internos.

Na fabricação, os elementos estruturais foram cortados por processo laser para garantir uma maior precisão na montagem da cobertura externa do bulbo e na união entre os elementos estruturais internos. As soldagens para unir os elementos estruturais utilizaram o processo de eletrodo revestido (E6013, com 50 A e 70 V), a Figura 5.41b mostra a peça após a montagem e união dos elementos estruturais internos por solda. Devido ao efeito de escala do modelo foram utilizadas diferentes espessuras na fabricação do bulbo de proa, a Tabela 5.10, mostra a quantidade e a espessura para cada elemento estrutural. Além disso, o sucesso da fabricação foi devido aos encaixes cortados nos elementos estruturais possibilitando um correto posicionamento no "esqueleto do bulbo". A Figura 5.41c, mostra o processo final após a montagem e soldagem do bulbo de proa.

Outro aspecto importante para a correlação numérica, amplamente apresentada nos itens anteriores é a curva tensão versus deformação verdadeira do material para cada uma das chapas de aço (espessuras diferentes) utilizadas na fabricação do modelo de bulbo. Como nos casos anteriores optou-se por ajustar as curvas por meio do programa LS-OPT.

Nos ensaios de tração foram utilizados três (3) CPs do tipo "*dog-bone*" para cada espessura, usinados segundo a norma ASTM-M8, vide a Figura 5.42. A média das

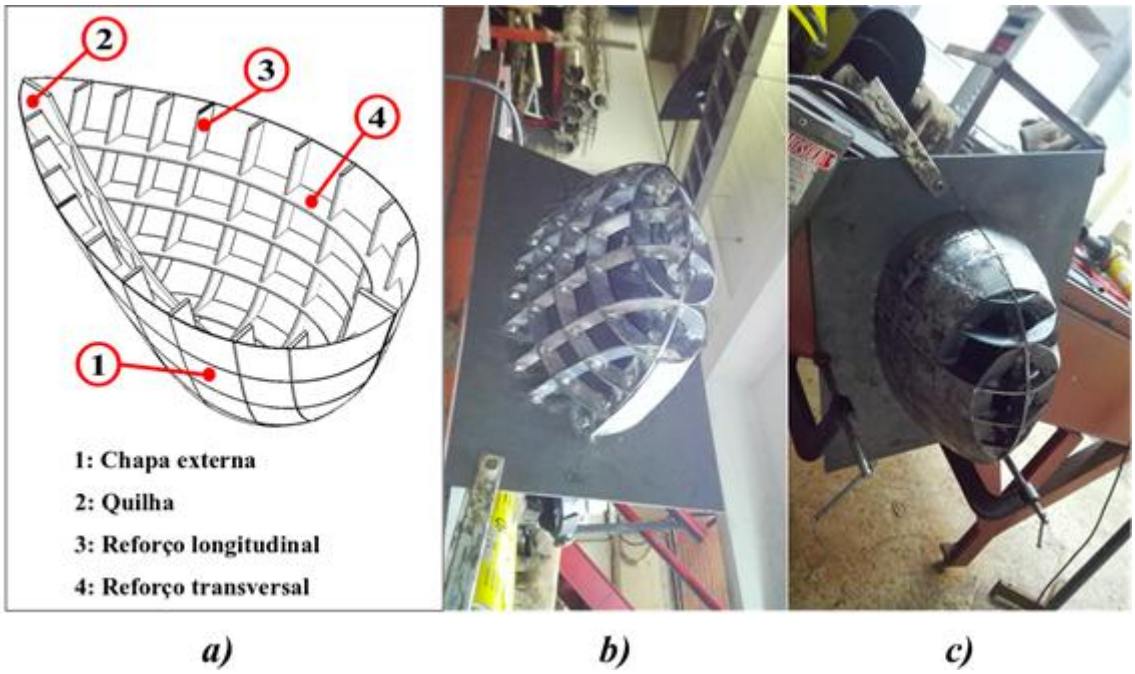


Figura 5.41: Bulbo de proa de navio. *a)* Desenho esquemático do bulbo de proa do navio. *b)* Montagem e soldagem dos elementos estruturais internos. *c)* Soldagem da chapa externa ao final do processo de fabricação

Tabela 5.10: Elementos estruturais para fabricação do bulbo de proa em escala reduzida.

Elemento estrutural	**Espessura (mm)**	**Quantidade**
Chapa externa	1,20	80
Enrijecedor longitudinal	2,65	4
Enrijecedor transversal	4,25	10
Quilha	4,25	1

principais propriedades mecânicas das chapas de aço com as diferentes espessuras são mostradas na Tabela 5.11. As curvas experimentais de força versus deslocamento (Figura 5.43) também foram utilizadas para ajustar as curvas verdadeiras, através do método inverso (LS-OPT), a qual é importante introduzir nas simulações numéricas. Os parâmetros resultantes do ajuste para as curvas do trecho linear e da lei de potência dadas nas equações 5.1 são mostradas na Tabela 5.12.

O teste experimental se desenvolveu considerando uma velocidade de 1,5 mm/min (análise quase estática) similar ao valor do teste para o projeto deformável. Para a realização do experimento existem três atividades anteriores que são a medição das imperfeições na superfície do bulbo, instrumentação dos elementos e montagem do bulbo e da placa rígida na máquina de ensaio. No ensaio propriamente dito são feitas as medições com o DIC e extensômetros, além das forças e deslocamentos registrados pela máquina.

Figura 5.42: CPs tipo "dog bone" para as diferentes espessuras dos elementos estruturais do bulbo de proa.

Tabela 5.11: Propriedades mecânicas do ASTM-A36 segundo a espessura.

Espessura	E	σ_0	μ
1,20	185,6	251,81	0,31
2,65	207,9	305,87	0,31
4,25	208,2	288,59	0,30

A medição de imperfeições foi executada com técnicas de fotometria (SCANNER), proporcionando a reconstituição da superfície exterior do bulbo. Para melhorar a qualidade da nuvem de pontos obtida no processo de fotometria, a superfície do bulbo é diferenciada por duas cores, o lóbulo esquerdo (verde) e o lóbulo direito (vermelho), como mostra a Figura 5.44a. Após aplicar a técnica do SCANNER, obtém-se a nuvem de pontos densa, a qual é processada, com filtragem e eliminação dos pontos espúrios, resultando no final do processo o modelo mostrado na Figura 5.44b.

A instrumentação consta de um conjunto de extensômetros (uniaxiais e biaxiais)

Tabela 5.12: Valores dos parâmetros de ajuste para a lei de potencia.

σ_y	Trecho Linear		Lei de Potência				
	ε_0^a	H	ε_0^b	K^a	n^a	K^b	n^b
251,81	0,01	800	0,396	595,03	0,233	448,001	0,302
305,87	0,005	700	0,145	675,03	0,211	528,201	0,31
288,59	0,015	600	0,396	750,55	0,200	508,005	0,30

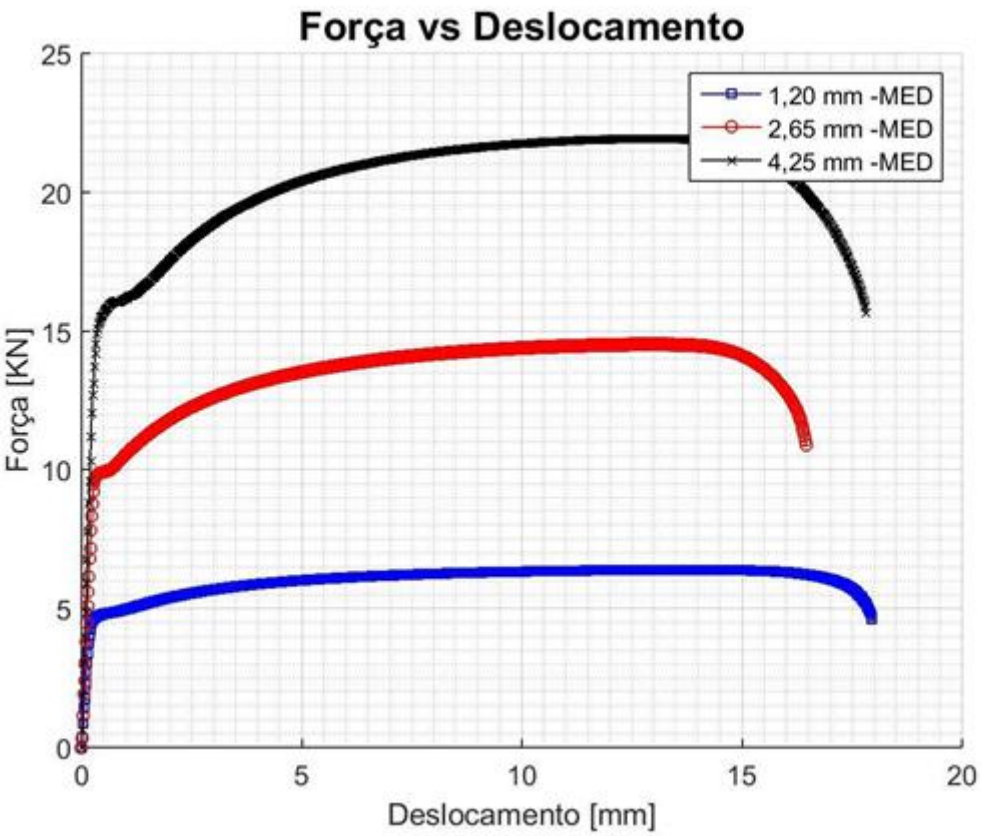


Figura 5.43: Curva força versus deslocamento após LS-OPT.

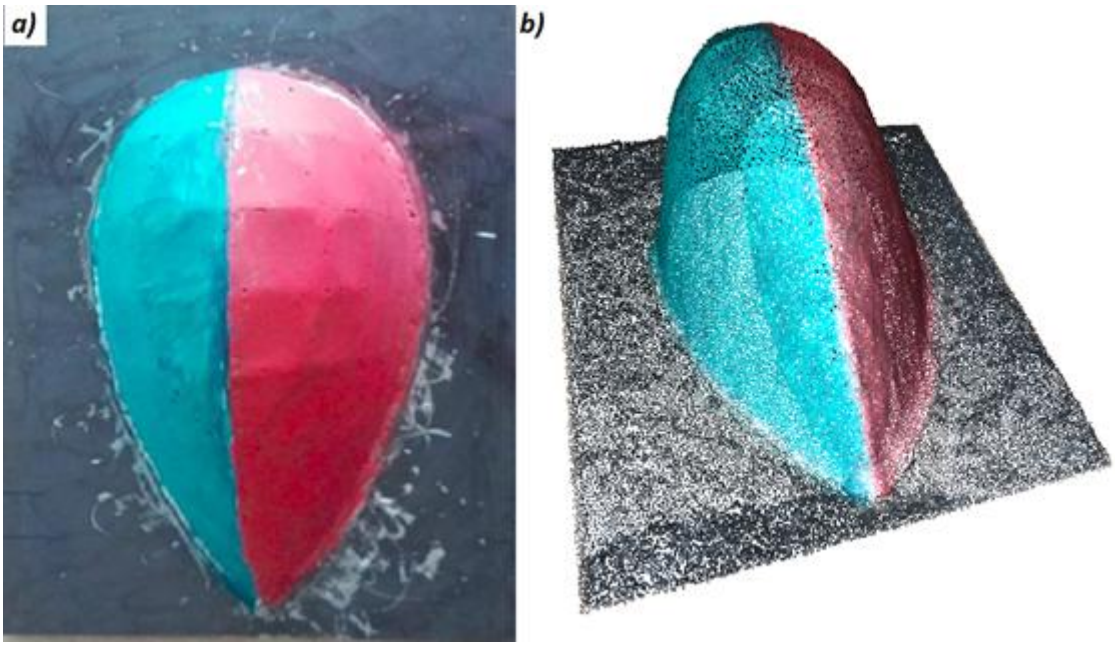


Figura 5.44: Bulbo com nuvem de pontos após processamento de SCANNER.

colados nas laterais da superfície do bulbo com a finalidade de comparar com os resultados numéricos e avaliar a magnitude da deformação da chapa externa do bulbo. As Figuras 5.45a e 5.45b mostram os locais de colagem dos extensômetros

em cada lóbulo, perfazendo um total de 4 (quatro) uniaxiais e 2 (dois) biaxiais no lóbulo esquerdo, e 2 uniaxiais no lóbulo direito, com a finalidade de deixar uma área para a medição ótica.

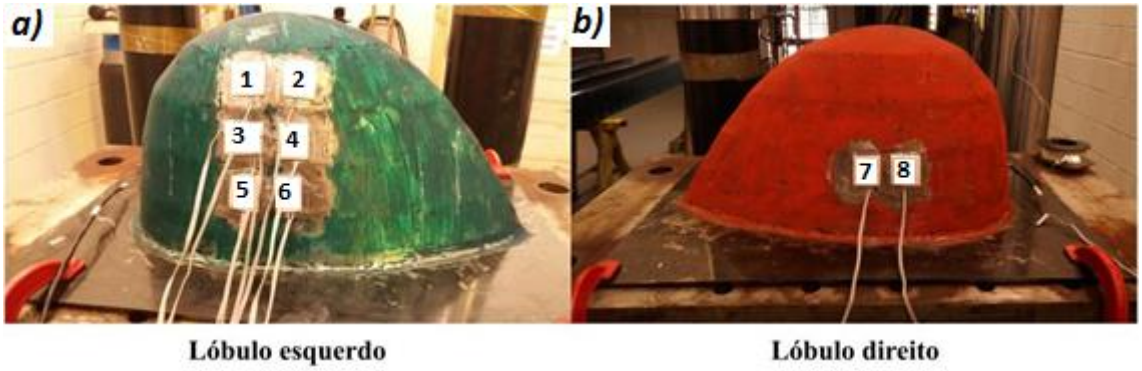


Figura 5.45: Instrumentação do bulbo de proa mediante strain gauge em cada lóbulo da chapa externa do bulbo de proa.

Na montagem, o bulbo foi colocado na parte inferior da máquina de ensaio MTS e a placa espessa fixada no travessão, a qual desce lentamente através do controle de deslocamento. A placa base do bulbo foi fixada por parafusos à placa base da máquina. A duração total do teste foi de aproximadamente duas horas com a aplicação de 180 mm de deslocamento.

A medição ótica considerou a medição das deformações da chapa externa do lóbulo direito através do sistema de DIC (eCorr v4.0), sendo necessárias duas câmeras posicionadas perpendicularmente ao bulbo. O posicionamento final antes de iniciar o teste é mostrado na Figura 5.46, onde é apresentada a superfície da chapa externa do bulbo pintada de cor branca com pintas pretas, o qual é característico para processar os resultados através do DIC.

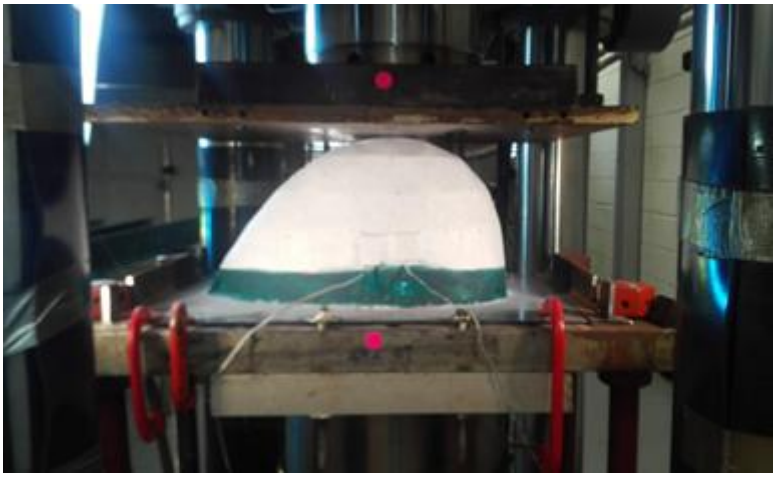


Figura 5.46: Posicionamento do bulbo na máquina de ensaios MTS, antes de iniciar o teste experimental para o projeto rígido.

5.3.2 Descrição do modelo numérico

O modelo geométrico do bulbo de proa sem imperfeição (chapa externa e elementos estruturais internos) é discretizado em elementos finitos pelo software LS-DYNA. Após a discretização utiliza-se o comando *NODE_MERGE para garantir a conectividade entre as intersecções dos elementos estruturais internos e a chapa externa. Tal como no modelo experimental, no modelo numérico o bulbo é considerado engastado na parte inferior (Figura 5.47), com todos os nós restringidos, e na placa espessa (material rígido) é permitido o deslocamento na direção Z, com os outros graus de liberdade restringidos. Além disso, na interação entre as superfícies da placa espessa e da chapa externa do bulbo, se utilizou o contato automático dado pelo comando *AUTOMATIC_GENERAL e considerando um coeficiente de atrito de 0,3. Foram testados modelos do bulbo com malha grossa (MG), elementos com dimensão média igual a 10 mm, e com malha fina (MF), elementos com 1 mm.

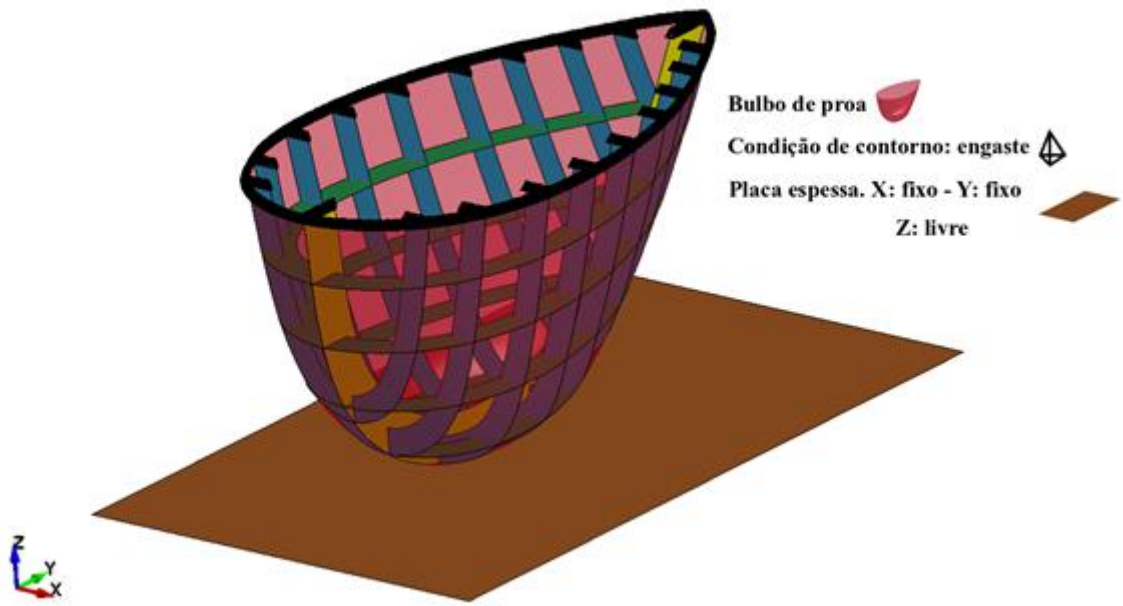


Figura 5.47: Modelo numérico do bulbo de proa de escala reduzida

Para introdução das imperfeições geométricas iniciais medidas na superfície do bulbo pela técnica de fotometria citada anteriormente, foi aplicado o algoritmo SDM (Square Distance Minimum), implementado nesta tese, o qual transforma a malha de elementos finitos sem imperfeição (MSImp) na malha com imperfeição (MImp), utilizando a nuvem de pontos medidos como superfície de interpolação.

5.3.3 Resultados

O resultado experimental obtido é a curva de força versus deslocamento medido pela máquina MTS, vide Figura 5.48, onde se observa um comportamento crescente e oscilante com cumes e vales, o qual se assemelha à força obtida para o modo de dano de esmagamento, sendo a quantidade de cumes e vales igual ao número de reforços transversais do bulbo.

No gráfico da Figura 5.48, considera-se que a abscissa zero representa o topo do bulbo, onde a placa rígida encosta sem produzir força. Observa-se no início do deslocamento da placa rígida uma elevada taxa de crescimento da força e, em seguida, após um pequeno deslocamento (cerca de 3 mm) o crescimento da força se dá a uma taxa menor até o deslocamento se aproximar ao primeiro reforço transversal, que a partir daí volta a crescer com taxas maiores. No trecho entre 35 mm e 60 mm de deslocamento a força se estabiliza em torno de 160 kN, e próximo a 60 mm parece ter havido um aumento de resistência com conseqüente aumento da força. A partir de 70 mm houve um perda da resistência, com provável flambagem de reforçadores longitudinais entre as transversais 1 e 2. Quando o deslocamento atinge o reforço transversal 2 houve novamente uma recuperação da resistência e aumento da carga. O que se vê com a progressão do deslocamento é praticamente o mesmo do descrito para o trecho anterior. A Figura 5.48 também mostra a curva da energia absorvida versus deslocamento determinada pela integração da força.

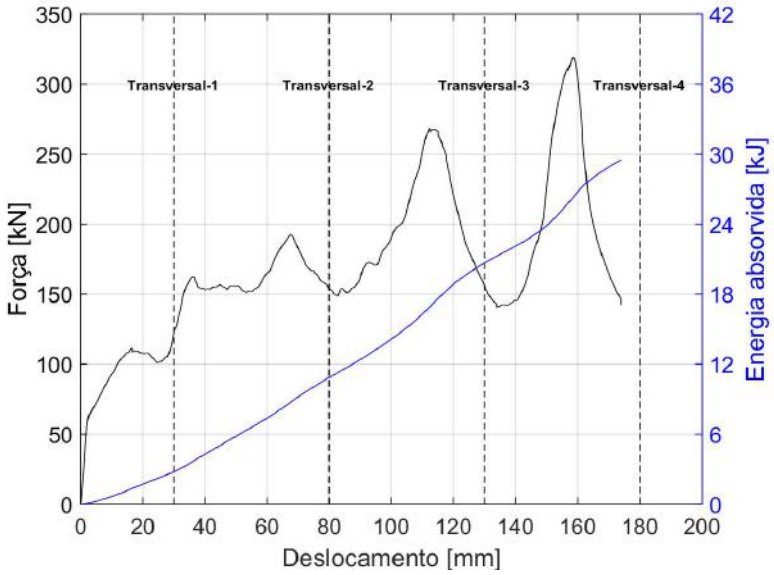


Figura 5.48: Curva força versus deslocamento.

Na Figura 5.49 são apresentadas as curvas força versus deslocamento das simulações numéricas de diferentes modelos numéricos, ou seja, modelo empregando malha pouco refinada (PR) sobre a superfície do bulbo sem imperfeição (SI) e com

imperfeição (CI), e modelo com malha mais refinada (MR) na superfície do bulbo sem e com imperfeição.

Como pode ser observado na Figura 5.49 existe uma dependência não só em relação ao tamanho dos elementos da malha, como da consideração das imperfeições iniciais. Em todos os casos observou-se o comportamento oscilante da intensidade da força correspondente ao deslocamento entre transversais, reproduzindo o fenômeno já descrito para o resultado experimental. Também pode ser visto que os resultados numéricos dos modelos com malha pouco refinada apresentam uma discrepância nas intensidades da força até à proximidade do deslocamento de 65 mm, a partir daí havendo pouca diferença até o deslocamento de 145 mm. Este comportamento talvez possa ser atribuído à importância da imperfeição geométrica apenas no início do experimento, nas fases mais avançadas do esmagamento do bulbo as deformações produzidas parecem ser mais dominantes. Em ambos os casos as intensidades das forças dos modelos numéricos são bem superiores aos obtidos experimentalmente.

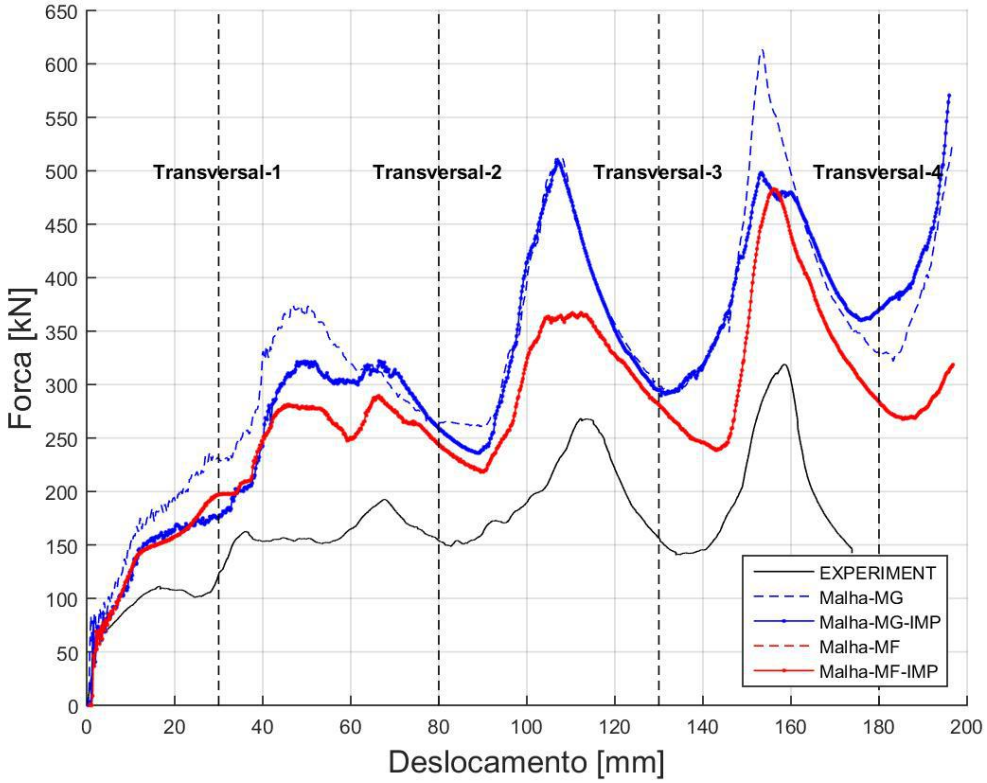


Figura 5.49: Curva força versus deslocamento.

A Figura 5.50a apresenta uma fotografia do bulbo danificado ao final do ensaio experimental, enquanto a Figura 5.50b mostra um slide dos deslocamentos obtidos numericamente no mesmo instante da foto anterior. Como pode ser observado existe uma semelhança muito grande entre a conformação final do bulbo em ambos os casos. Na foto da estrutura real pode ser visto que em alguns locais sobre as soldas houve

a ruptura do material, o que pode ser atribuído à fragilização devido à soldagem. Como esta degeneração do material não foi considerada na análise numérica, não houve fratura da chapa externa aplicando-se o critério RTCL.

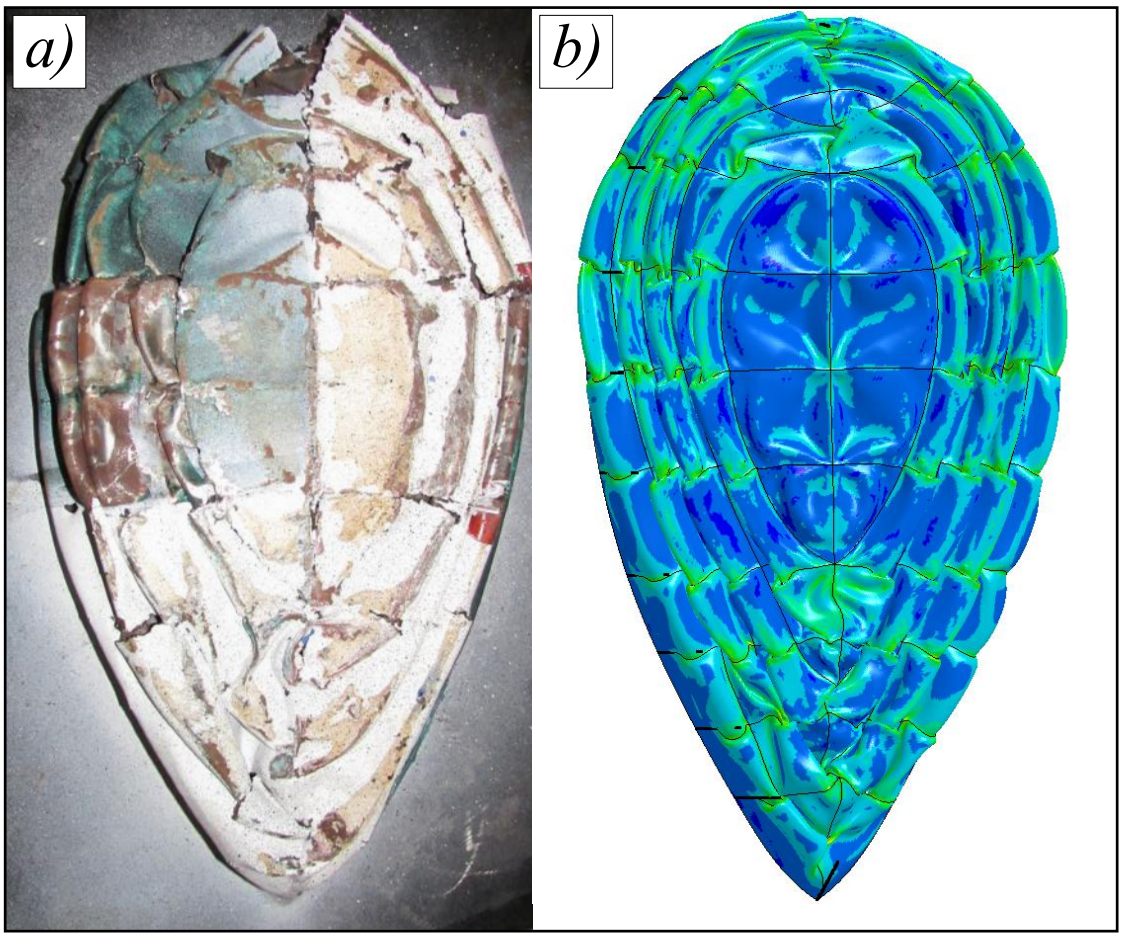


Figura 5.50: Resultado numérico experimental após esmagamento do bulbo deformável. Chapa exterior.

A Figura 5.51a apresenta uma fotografia do bulbo danificado ao final do ensaio experimental, enquanto a Figura 5.51b mostra um slide dos deslocamentos obtidos numericamente no mesmo instante da foto anterior. Observando-se os elementos estruturais internos esmagados e sem presença de fratura.

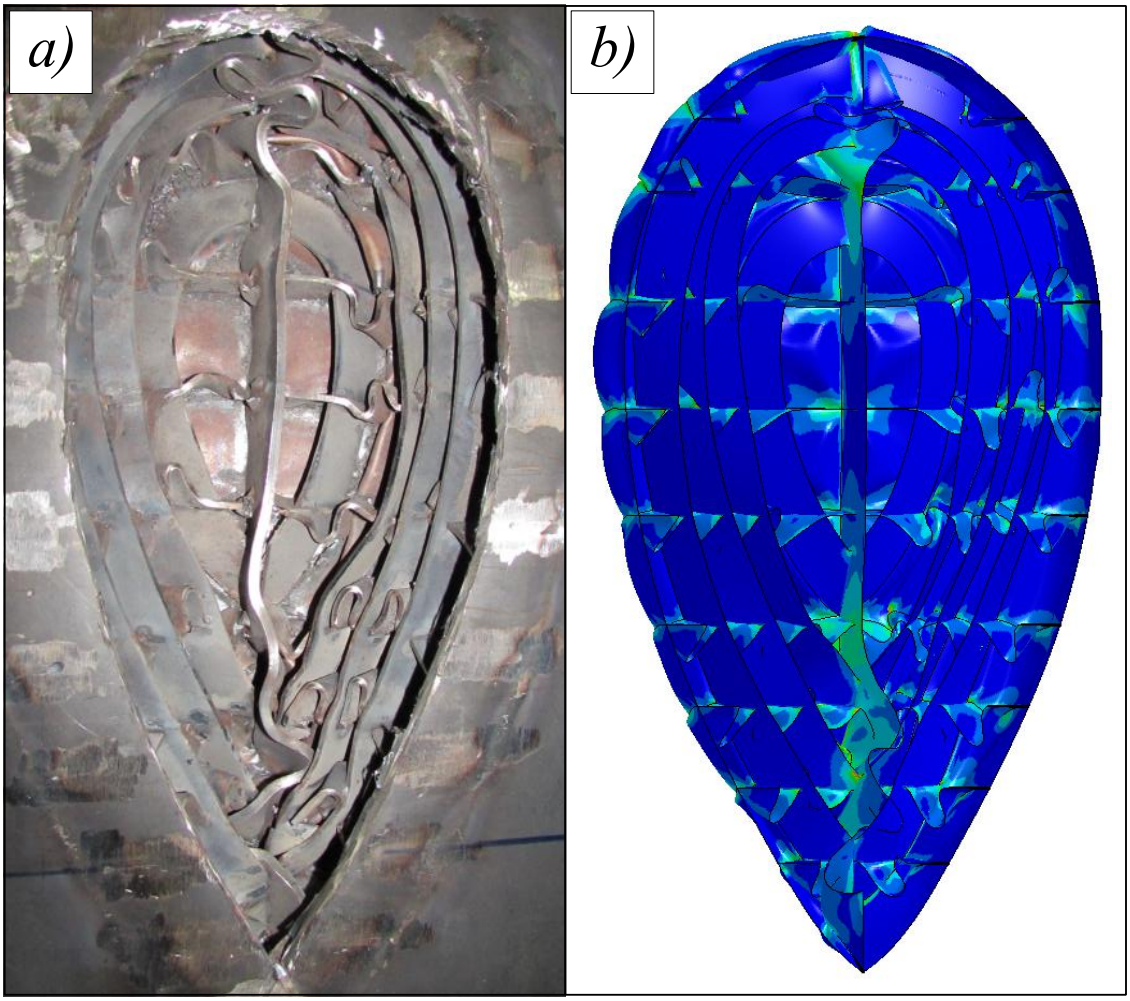


Figura 5.51: Resultado numérico experimental após esmagamento do bulbo deformável. Elementos estruturais internos.

Capítulo 6

Conclusões e trabalhos futuros

Visando atingir os objetivos propostos, foram superados diferentes desafios numéricos, analíticos e experimentais. Desenvolve-se uma metodologia numérica que considera o refinamento por meio do método de malha adaptativa com um enfoque não local (MMA-N), o qual resolve parcialmente o problema de patologia da dependência do tamanho do elemento finito. Baseado no teorema do limite superior concebeu-se formulação analítica simplificada para indentador com curvatura principal nula e outra para indentador assimétrico, considerando aplicações desta metodologia em bulbos de navios. Executa-se um amplo programa experimental para caracterização da fratura do material, aplicando-se com sucesso uma correlação numérica-experimental, com uso do sistema DIC para o processamento dos resultados experimentais e empregando sub-rotinas de material desenvolvidas para trabalhar junto com o software Ls-Dyna. Procede-se o estudo experimental de cenários de abalroamento de navios por meio de testes em escala reduzida de modelos de projeto rígido e deformável, cujos resultados também servem para a verificação das metodologias numérica e analítica. Os resultados obtidos e estudos desenvolvidos conduziram a algumas conclusões para cada etapa do trabalho, assim como indicaram perspectivas de futuros aperfeiçoamentos, os quais serão descritos a seguir.

6.1 Conclusões

A partir da proposta das metodologias numéricas e analíticas são obtidas as seguintes conclusões.

- Na análise numérica por elementos finitos existe uma dependência dos valores da deformação em relação ao tamanho do elemento. Nas aplicações em cenários de abalroamento de navios, para evitar um gasto computacional excessivo, os elementos finitos na área de colisão não são muito pequenos, assim, os critérios

de fratura devem considerar o tamanho do elemento para ajustar a deformação de fratura. Quando esta correção não é feita a força de impacto correspondente à fratura do material é significativamente menor. Exemplo, deste decréscimo da força é observado ao aplicar o critério de Lemaitre (LIAN *et al.* [74]) no teste experimental da colisão do bulbo rígido e placa enrijecida, EHLERS *et al.* [6], (Capítulo 3).

- O problema de patologia da dependência do tamanho do elemento observado nas aplicações de abalroamento de navios é parcialmente superado obtendo-se a curva deformação de fratura versus tamanho do elemento finito, mas esta curva é determinada para triaxialidade de tensões igual a 1/3 (teste de tração), sendo necessário estender para outros valores de triaxialidade.

- Observa-se uma redução importante no tempo computacional das simulações numéricas quando se utiliza o método de malha adaptativa com critério não local (MMA-N), isto ficou demonstrado nas aplicações em cenários de colisão propostos por outros autores e na simulação numérica do teste experimental realizado nesta Tese. Constata-se que esta economia no tempo computacional não prejudicou a qualidade da solução.

- A formulação analítica proposta nesta Tese para o cálculo da força de penetração com um indentador (bulbo) de curvatura nula referente ao modo de dano de indentação, fornece o valor da força maior que a calculada com a formulação analítica desenvolvida por HARIS [58]. Esta diferença é atribuída ao fato da formulação desta Tese apresentar uma expressão de quarta ordem para o cálculo dos deslocamentos.

- Verifica-se boa concordância no valor da força de impacto obtida com a formulação analítica simplificada desenvolvida nesta Tese para bulbo com curvatura nula e curvatura assimétrica, com os resultados obtidos por EHLERS *et al.* [6].

- Destaca-se a boa aproximação alcançada para a curva força de penetração versus deslocamento quando se considera a deformação de fratura igual a 20% nas formulações analíticas desenvolvidas para o modo de dano de indentação.

Nesta Tese foram apresentados testes para simulação de colisão para um projeto rígido e outro deformável, considerando também um programa experimental com o objetivo de caracterizar a fratura do material usado na construção dos modelos, dos quais podem-se tirar as seguinte conclusões.

- Caracteriza-se com sucesso a deformação de fratura do aço ASTM-A36, material utilizado na construção dos modelos, em função da triaxialidade

de tensões. Para isto realizam-se testes experimentais com diferentes formas geométricas, cada uma delas associada a um valor de triaxialidade de tensões, para se determinar a deformação de fratura. Destaca-se que a obtenção destes resultados só é possível com o emprego do sistema de correlação de imagens digitais (DIC), para determinação da curva força versus deslocamento dentro do comprimento útil da CP (muito pequeno). Esta curva experimental é utilizada num processo de problema inverso para determinar a curva tensão versus deformação real do material, ou seja, que na simulação numérica do experimento reproduza curva força versus deslocamento obtida. Desta forma, determinando a deformação de fratura do experimento e a correspondente triaxialidade.

- No processo de ajuste da curva força versus deslocamento experimental e numérica obteve-se boa correlação para o corpo de prova tipo "*dog bone*", CP01, fazendo-se a relação tensão versus deformação verdadeira por meio de um trecho linear e duas aproximações segundo a lei de potência. Adicionalmente, verifica-se uma concordância adequada entre as áreas da seção transversal do corpo de prova calculadas durante o desenvolvimento da simulação numérica do ensaio de tração e as medidas experimentalmente com o uso do sistema DIC.

- Apresenta-se um procedimento para obter as curvas ou superfície de fratura para o aço ASTM-A36. Neste procedimento considera-se a determinação da curva do material verdadeira para o teste de tração do CP do tipo "*dog bone*", para posteriormente utilizá-la nos outros corpos de prova para determinar a curva de fratura e ajustar aos critérios de RTCL e MMC.

6.2 Trabalhos futuros

Com a finalidade de apontar algumas possibilidades de estudos nesta área de pesquisa, a seguir são propostos alguns trabalhos que podem ser desenvolvidos.

- Aplicar o MMA-N para estudos de casos de abalroamentos de navios para projetos com energia compartilhada, avaliando o índice de refinamento de gradiente de dano e o critério de fratura de Lemaitre.

- Considerar o enfoque não local junto com o método dos elementos finitos estendidos (XFEM), nas simulações numéricas de abalroamentos de navios.

- Adaptar os critérios de fratura RTCL e MMC para usar a superfície de fratura, dependente da triaxialidade de tensões e ângulo de Lode.

- Modificar a formulação analítica simplificada para o modo de indentação, aplicando funções "*splines*" para o cálculo dos deslocamentos da placa em vista das linhas para aproximação da forma do indentador.

- Desenvolver um estudo numérico para avaliar os elementos estruturais com diferentes comprimentos de flange para seções do tipo intersectada, angulada e cruciforme, as quais são encontradas no modo de dano de esmagamento, para auxiliar o cálculo do comprimento efetivo na aplicação da formulação analítica.

Apesar de não ter sido explorado nesta Tese, o teste experimental em escala reduzida de cenários de colisão para projetos com energia compartilhada, destaca-se alguns estudos de casos destes projetos para futuros desenvolvimentos:

- Caracterização da fratura utilizando corpos de prova tipo borboleta, DUNAND [3], para diferentes taxas de deformação.

- Teste experimental de escala reduzida de colisão de bulbo de navio com placa reforçada para diferentes ângulos de colisão do bulbo.

Referências Bibliográficas

[1] DET NORSKE VERITAS. *Design Against Accidental Loads*. Relatório Técnico October, 2010.

[2] BAI, Y., WIERZBICKI, T. "Application of extended Mohr-Coulomb criterion to ductile fracture", *International Journal of Fracture*, v. 161, n. 1, pp. 1–20, 2010. ISSN: 03769429. doi: 10.1007/s10704-009-9422-8.

[3] DUNAND, M. *Ductile fracture at intermediate stress triaxialities: Experimental investigations and micro-mechanical modeling*. Tese de Doutorado, Massachusetts Institute of Technology, 2013.

[4] GAO, Z., HU, Z., WANG, G., et al. "An analytical method of predicting the response of FPSO side structures to head-on collision", *Ocean Engineering*, 2014. ISSN: 00298018. doi: 10.1016/j.oceaneng.2014.05.016.

[5] LI, M. X. D., MOSHFEGH, R., NILSSON, L. "Two-mesh refinement indicators and adaptivity in non-linear explicit finite element analysis of shells using LS-DYNA", *Communications in Numerical Methods in Engineering*, v. 16, n. 11, pp. 785–800, 2000. doi: 10.1002/1099-0887(200011)16:11¡785::AID-CNM376¿3.0.CO;2-8.

[6] EHLERS, S., BROEKHUIJSEN, J., ALSOS, H. S., et al. "Simulating the collision response of ship side structures: A failure criteria benchmark study", *International Shipbuilding Progress*, v. 55, n. 1-2, pp. 127–144, 2008. ISSN: 0020868X. doi: 10.3233/ISP-2008-0042.

[7] MARITIME & INSURANCE LAW. "Fortunes de Mer". 2003. Disponível em: <http://www.fortunes-de-mer.com/old/rubriques/liens et contacts/detailsactualites/GasRoman2003ru.htm>.

[8] TIME. "A Brief History of the Exxon Valdez Disaster". Disponível em: <http://content.time.com/time/photogallery/0,29307,1887217_-1860789,00.html>.

[9] MARITIME ACCIDENT. "Offshore Contact: Grampian Defender Collides With Magnus Platform", Disponível em: <http://maritimeaccident.org/2011/04/>.

[10] BAO, Y., WIERZBICKI, T. "On fracture locus in the equivalent strain and stress triaxiality space", *International Journal of Mechanical Sciences*, v. 46, n. 1, pp. 81–98, 2004. ISSN: 00207403. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2004.02.006.

[11] BAO, Y. "Prediction of Ductile Crack Formation in Uncracked Bodies", *PhD Thesis*, p. 252, 2003. Disponível em: <http://18.7.29.232/handle/1721.1/17634>.

[12] BAŽANT, Z. P., PLANAS, J. "Fracture and Size Effect in Concrete and Other Quasibrittle Materials". In: *Fracture and Size Effect in Concrete and Other Quasibrittle Materials*, 2019. doi: 10.1201/9780203756799.

[13] KÕRGESAAR, M., ROMANOFF, J. "Influence of mesh size, stress triaxiality and damage induced softening on ductile fracture of large-scale shell structures", *Marine Structures*, v. 38, pp. 1–17, 2014. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2014.05.001.

[14] INTERNATIONAL UNION OF MARINE INSURANCE, I. "Statistics Reports-2019". Disponível em: <https://iumi.com/>.

[15] LIMITED, I. T. O. P. F. "Oil Tanker Spill Statistics 2018". Disponível em: <https://www.itopf.org/knowledge-resources/data-statistics/statistics/>.

[16] ALVAREZ, N. M. R. *Study of fracture for the analysis of ship's collision and grounding*. Tese de Mestrado, 2013.

[17] THE NORWEGIAN OIL INDUSTRY ASSOCIATION (OLF) AND THE FEDERATION OF NORWEGIAN INDUSTRY. *NORSOK Standard*. Relatório Técnico September, 2007.

[18] KVITRUD, A. "Collisions between platforms and ships in Norway in the period 2001-2010". In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE*, 2011. ISBN: 9780791844342. doi: 10.1115/OMAE2011-49897.

[19] HONG, L. *Simplified analysis and design of ships subjected to collision and grounding*. Tese de Doutorado, 2008.

[20] MINORSKY, V. "AN ANALYSIS OF SHIP COLLISIONS WITH REFERENCE TO PROTECTION OF NUCLEAR POWER PLANTS", 1 1958.

[21] ZHANG, S. *The mechanics of ship collisions.* Tese de Doutorado, Technical University of Denmark, 1999.

[22] MARTINEZ, J. L. *Investigação dos efeitos da resistência global durante e após a colisão de navios.* Tese de Mestrado, 2010.

[23] YAGI, S., KUMAMOTO, H., MURAGISHI, O., et al. "A study on collision buffer characteristic of sharp entrance angle bow structure", *Marine Structures*, 2009. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2008.06.006.

[24] YAMADA, Y. *Bulbous Buffer Bows : A Measure to Reduce Oil Spill in Tanker Collisions PhD thesis.* Tese de Doutorado, Technical University of Demark, 2006.

[25] VILLAVICENCIO, R., LIU, B., SOARES, C. G. "Experimental and numerical analysis of a tanker side panel laterally punched by a knife edge indenter", *Marine Structures*, 2014. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2014.03.001.

[26] WANG, G., ARITA, K., LIU, D. "Behavior of a double hull in a variety of stranding or collision scenarios", *Marine Structures*, v. 13, n. 3, pp. 147–187, 2000. ISSN: 08842914. doi: 10.1557/JMR.2002.0198.

[27] ALSOS, H. S., AMDAHL, J., HOPPERSTAD, O. S. "On the resistance to penetration of stiffened plates, Part II: Numerical analysis", *International Journal of Impact Engineering*, v. 36, n. 7, pp. 875–887, 2009. ISSN: 0734743X. doi: 10.1016/j.ijimpeng.2008.11.004.

[28] TAUTZ, I., SCHÖTTELNDREYER, M., LEHMANN, E., et al. "Collision tests with rigid and deformable bulbous bows driven against double hull side structures". 2013.

[29] SIMONSEN, B. C. "Ship grounding on rock - I. Theory", *Marine Structures*, v. 10, n. 7, pp. 519–562, 1998. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/S0951-8339(98)00002-1.

[30] LEHMANN, E., PESCHMANN, J. "Energy absorption by the steel structure of ships in the event of collisions", *Marine Structures*, 2002. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/S0951-8339(02)00011-4.

[31] CALLE, M. A., OSHIRO, R. E., ALVES, M. "Ship collision and grounding: Scaled experiments and numerical analysis", *International Journal of Impact Engineering*, v. 103, pp. 195–210, 2017. ISSN: 0734743X. doi: 10.1016/j.ijimpeng.2017.01.021.

[32] NEEDLEMAN, A. "Material rate dependence and mesh sensitivity in localization problems", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 67, n. 1, pp. 69–85, 1988. ISSN: 00457825. doi: 10.1016/0045-7825(88)90069-2.

[33] ZHANG, L., EGGE, E., BRUHNS, H. "Approval procedure concept for alternative arrangements". In: *International Conference on Collision and Grounding of Ships*, pp. 87–96, Tokyo, 2004.

[34] TØRNQVIST, R. "Design of crashworthy ship structures". 2003. ISSN: 1438-2199.

[35] ALSOS, H. S. *Analysis of ship grounding Assessment of ship damage , fracture and hull girder behavior*. Doctoral thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2008.

[36] KÕRGESAAR, M. "The effect of low stress triaxialities and deformation paths on ductile fracture simulations of large shell structures", *Marine Structures*, v. 63, n. August 2018, pp. 45–64, 2019. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2018.08.004. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2018.08.004>.

[37] KÕRGESAAR, M. *Modeling ductile fracture in ship structures with shell elements*. Tese de Doutorado, 2015.

[38] LOU, Y., HUH, H., LIM, S., et al. "New ductile fracture criterion for prediction of fracture forming limit diagrams of sheet metals", *International Journal of Solids and Structures*, v. 49, n. 25, pp. 3605–3615, 2012. ISSN: 00207683. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2012.02.016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2012.02.016>.

[39] SWIFT, H. W. "Plastic instability under plane stress", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, v. 1, n. 1, pp. 1–18, 1952. ISSN: 00225096. doi: 10.1016/0022-5096(52)90002-1.

[40] PIJAUDIER-CABOT, G., BAŽANT, Z. P. "Nonlocal damage theory", *Journal of Engineering Mechanics*, v. 113, n. 10, pp. 1512–1533, 1987. ISSN: 07339399. doi: 10.1061/(ASCE)0733-9399(1987)113:10(1512).

[41] SEABRA RAMOS, M. R. "Continuous-Discontinuous Approach for the Modelling of Ductile Fracture", , n. October, pp. 152, 2012.

[42] ANDRADE, F. X., CÉSAR DE SÁ, J. M., ANDRADE PIRES, F. M. "A ductile damage nonlocal model of integral-type at finite strains: Formulation and numerical issues", *International Journal of Damage Mechanics*, v. 20, n. 4, pp. 515–557, 2011. ISSN: 10567895. doi: 10.1177/1056789510386850.

[43] ANDRADE, F., DE SÁ, J. C., PIRES, F. A. "Assessment and comparison of non-local integral models for ductile damage", *International Journal of Damage Mechanics*, v. 23, n. 2, pp. 261–296, 2014. ISSN: 10567895. doi: 10.1177/1056789513493103.

[44] XAVIER, F., ANDRADE, C. "Non-local Modelling of Ductile Damage : Formulation and Numerical Issues Filipe Xavier Costa Andrade", , n. December, 2011.

[45] LEMAITRE, J. "A Continuous Damage Mechanics Model for Ductils Fracture", *Transaction of the ASME, Journal of engineering materials and technology*, v. 107, n. January 1985, pp. 83–89, 1985.

[46] GURSON, A. L. *Plastic flow and fracture behavior of ductile materials incorporating void nucleation, growth and interaction.* Doctoral thesis, Brown University, 1975.

[47] SEABRA, M. R., ŠUŠTARIČ, P., CESAR DE SA, J. M., et al. "Damage driven crack initiation and propagation in ductile metals using XFEM", *Computational Mechanics*, v. 52, n. 1, pp. 161–179, 2013. ISSN: 01787675. doi: 10.1007/s00466-012-0804-9.

[48] MATHEMATICS, A., JOURNAL, S., ANALYSIS, N. "Error Estimates for Adaptive Finite Element Computations Author (s): I . Babuska and W . C . Rheinboldt Source : SIAM Journal on Numerical Analysis , Vol . 15 , No . 4 (Aug ., 1978), pp . 736-754 Published by : Society for Industrial and Applied Mathe", *SIAM Journal on Numerical Analysis*, v. 15, n. 4, pp. 736–754, 2010.

[49] ZIENKIEWICZ, O. C., ZHU, J. Z. "The superconvergent patch recovery and a posteriori error estimates. Part 1: The recovery technique", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1992. ISSN: 10970207. doi: 10.1002/nme.1620330702.

[50] GRÄTSCH, T., BATHE, K. J. "A posteriori error estimation techniques in practical finite element analysis", *Computers and Structures*, v. 83, n. 4-5, pp. 235–265, 2005. ISSN: 00457949. doi: 10.1016/j.compstruc.2004.08.011.

[51] MOSHFEGH, R., LI, X., NILSSON, L., et al. "ADAPTIVE FINITE ELEMENT SIMULATION OF SHEET METAL FORMING PROCESSES USING", pp. 9–24.

[52] ERHART, T. "An Overview of User Defined Interfaces in LS-DYNA", *8th European LS-DYNA User Conference*, pp. 1–10, 2011.

[53] MATHISEN, K. M., HOPPERSTAD, O. S., OKSTAD, K. M., et al. "Error Estimation and Adaptivity in Explicit Nonlinear Finite Element Simulation of Quasi-Static Problems", .

[54] MCCLINTOCK, F. A. "A Criterion for Ductile Fracture by the Growth of Holes". 1968.

[55] RICE, J. R., TRACEY, D. M. "On the ductile enlargement of voids in triaxial stress fields*", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, v. 17, n. 3, pp. 201–217, 1969. ISSN: 00225096. doi: 10.1016/0022-5096(69)90033-7.

[56] NEEDLEMAN, A., TVERGAARD, V. "An analysis of ductile rupture in notched bars", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, v. 32, n. 6, pp. 461–490, 1984. ISSN: 00225096. doi: 10.1016/0022-5096(84)90031-0.

[57] P. R. VAN MATER, J., GIANNOTTI, J. "Critical evaluation of low-energy ship collision-damage theories and design methodologies". In: *Ship Structure Committee*, 1979.

[58] HARIS, S. *Damage interaction analysis of ship collisions*. Tese de Doutorado, Norwegian University of Science and Technology, 2013.

[59] YANG, P. D. C., CALDWELL, J. B. "Department of Naval Architecture and Shipbuilding, The University of Newcastle upon Tyne, Newcastle upon Tyne NE1 7RU, U.K. (Received 26 October 1987; and in revised form 3 February 1988)", v. 7, n. 2, pp. 181–196, 1988.

[60] HALLQUIST, J. "LS-DYNA® theory manual". In: *Livermore Software Technology Corporation*, 2006. ISBN: 9254492507.

[61] O, M. "Abhandlungen aus demGebiete der Technischen Mechanik", v. 2, 1914.

[62] WANG, G., SUZUKI, K., OHTSUBO, H. "The Crushing Mechanics of Bow Structure in Head-on Collision", *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, v. 1995, n. 177, pp. 357–363, 1995. ISSN: 0514-8499. doi: 10.2534/jjasnaoe1968.1995.357.

[63] YAMADA, Y., PEDERSEN, P. "A benchmark study of procedures for analysis of axial crushing of bulbous bows", *Marine Structures*, v. 21, n. 2-3, pp. 257–293, 2008. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2007.10.001.

[64] URBAN, J. *Crushing and Fracture Structures.* Tese de Doutorado, 2003.

[65] OHTSUBO, H., WANG, G. E. "Marine Science and Technology An upper-bound solution to the problem of plate tearing", pp. 46–51, 1995.

[66] HONG, L., AMDAHL, J. "Crushing resistance of web girders in ship collision and grounding", *Marine Structures*, v. 21, n. 4, pp. 374–401, 2008. ISSN: 09518339. doi: 10.1016/j.marstruc.2008.02.001. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.marstruc.2008.02.001>.

[67] BRIDGMAN, P. W. "Studies in large plastic flow and fracture", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, v. 1, n. 2, pp. 146, 1953. ISSN: 00225096. doi: 10.1016/0022-5096(53)90019-2.

[68] ASTM INT. "Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials 1", *Astm*, , n. C, pp. 1–27, 2009. doi: 10.1520/E0008. Disponível em: <http://www.astm.org/Standards/E8.htm>.

[69] WIERZBICKI, T., BAO, Y., LEE, Y. W., et al. "Calibration and evaluation of seven fracture models", *International Journal of Mechanical Sciences*, v. 47, n. 4-5 SPEC. ISS., pp. 719–743, 2005. ISSN: 00207403. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2005.03.003.

[70] EGIL FAGERHOLT. "eCorr v4.0". Disponível em: <http://folk.ntnu.no/egilf/ecorr/doc/>.

[71] GOEL, T., PH, D. "LS-OPT ® User ' s Manual A DESIGN OPTIMIZATION AND PROBABILISTIC ANALYSIS TOOL". In: *Technology*, 2010. ISBN: 9254492507.

[72] EHLERS, S., VARSTA, P. "Strain and stress relation for non-linear finite element simulations", *Thin-Walled Structures*, v. 47, n. 11, pp. 1203–1217, 2009. ISSN: 02638231. doi: 10.1016/j.tws.2009.04.005. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2009.04.005>.

[73] VOLUME, I., SIROVICH, L., MARSDEN, J. E. "Interdisciplinary Applied Mathematics Editors". In: *Transport*, v. 8, p. 1067, 2009. ISBN: 9780387877075. doi: 10.1007/978-0-387-75847-3. Disponível em: <http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-0-387-75847-3>.

[74] LIAN, J., FENG, Y., MÜNSTERMANN, S. "A Modified Lemaitre Damage Model Phenomenologically Accounting for the Lode Angle Effect on Ductile Fracture", *Procedia Materials Science*, v. 3, pp. 1841–1847, 2014. ISSN: 22118128. doi: 10.1016/j.mspro.2014.06.297. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mspro.2014.06.297>.

Apêndice A

Sub-rotina de material-UMAT

A.1 Modelo elasto-plástico

(i) Preditor elástico.

$$\varepsilon_{n+1} = \varepsilon_n + \Delta\varepsilon_n$$

$$\sigma_{n+1}^{tent} = \varepsilon_n + : \Delta\varepsilon_n$$

$$\sigma_{n+1}^{tent} = \sigma_n + \lambda\left(\mathrm{I} : \Delta\varepsilon_n\right)\mathrm{I} + 2\mathrm{G}\Delta\varepsilon_n$$

$$\sigma_{n+1}^{tent} = \sigma_n + \mathrm{K}\left(\mathrm{I} : \Delta\varepsilon_n^e\right)\mathrm{I} + 2\mathrm{G}\left(\Delta\varepsilon_n^e - \frac{1}{3}\left(\mathrm{I} : \Delta\varepsilon_n^e\right)\mathrm{I}\right)$$

(ii) Corretor plástico.

$$\Delta\varepsilon_n = \Delta\varepsilon_n^p + \Delta\varepsilon_n^e$$

$$\sigma_{n+1} = \sigma_n + : \Delta\varepsilon_n^e$$

$$\sigma_{n+1} = \sigma_{n+1}^{tent} - 2\mathrm{G}\Delta\varepsilon_n^p$$

$$S_{n+1} = S_{n+1}^{tent} - 2\mathrm{G}\Delta\varepsilon_n^p$$

$$q_{n+1} = q_{n+1}^{tent} - 3\mathrm{G}\Delta\gamma$$

$$\Phi = q_{n+1}^{tent} - 3\mathrm{G}\Delta\gamma - \bar{\sigma}$$

$$\Phi = q_{n+1}^{tent} - 3\mathrm{G}\Delta\gamma - (\bar{\sigma}_n + \Delta\bar{\sigma}_n)$$

$$\bar{\sigma}_n = K(\bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_0^a)^{n^a}$$

$$H = Kn^a(\bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_0^a)^{n^a - 1}$$

$$\Delta\gamma = \frac{q_{n+1}^{tent} - K(\bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_0^a)^{n^a}}{3\mathrm{G} + H}$$

A.2 Arquivo de parâmetros de entrada

```
*MAT_USER_DEFINED_MATERIAL_MODELS
$#     mid        ro        mt       lmc       nhv    iortho     ibulk        ig
         437.85000E-9        43        48        10         0         1         2
$#   ivect     ifail    itherm    ihyper      ieos      lmca    unused    unused
         0         0         0         0         0         0
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
  157748.0   76741.3       6.0       3.0       0.0       0.0       0.0       0.0
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
&eplat    &sigy     &k        &n        &h        &e2       &k2       &n2
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
       1.0       2.0       3.0       4.0       5.0       6.0       7.0       8.0
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
       1.0       2.0       3.0       4.0       5.0       6.0       7.0       8.0
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
       1.0       2.0       3.0       4.0       5.0       6.0       7.0       8.0
$#      p1        p2        p3        p4        p5        p6        p7        p8
       1.0       0.1   0.02813     1.778    0.9575       6.0       7.0       8.0
```

Figura A.1: Parâmetros inciais do arquivo *.k, Ls-Dyna.

Apêndice B

Desenvolvimentos adicioinais

B.1 Deformações de membrana

Campo de deformação para uma placa.

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 = \frac{1}{2}\delta^2\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \\
\varepsilon_{yy} &= \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 = \frac{1}{2}\delta^2\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \\
\varepsilon_{xy} &= \frac{1}{2}\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2}\delta^2\frac{\partial f}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial y}
\end{aligned} \tag{B.1}$$

Em forma de taxa:

$$\begin{aligned}
\dot{\varepsilon}_{xx} &= \delta\dot{\delta}\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \\
\dot{\varepsilon}_{yy} &= \delta\dot{\delta}\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \\
\dot{\varepsilon}_{xy} &= \delta\dot{\delta}\frac{\partial f}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial y}
\end{aligned} \tag{B.2}$$

A deformação efetiva de von Mises é calculada como:

$$\dot{\bar{\varepsilon}} = \frac{2}{\sqrt{3}}\sqrt{\dot{\varepsilon}_{xx}^2 + \dot{\varepsilon}_{yy}^2 + \dot{\varepsilon}_{xx}.\dot{\varepsilon}_{yy} + \dot{\varepsilon}_{xy}^2} \tag{B.3}$$

B.2 Formulações analíticas

Formulações analíticas para o modo de dano de indentação apresentados na literatura.

WANG *et al.* [26]:

$$F = \pi\sigma_0 tR(sin\alpha + (r/R)sin\alpha) \tag{B.4}$$

$$\delta = Rt(tan\alpha + (r/R)(1 - 1/cos\alpha)) \tag{B.5}$$

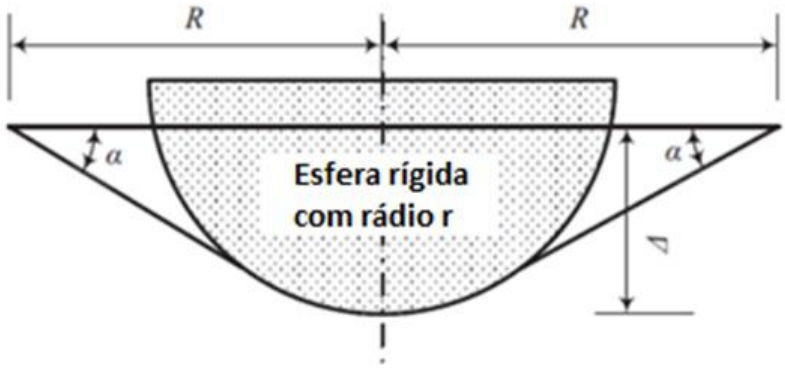


Figura B.1: Modelo geométrico esfera-placa circular.

ZHANG [21]:

$$F(\delta) = 2.42\sigma_0 t\delta \left(1 + 3\frac{R_b\delta}{a^2} + 6\left(\frac{R_b\delta}{a^2}\right)^2\right) \tag{B.6}$$

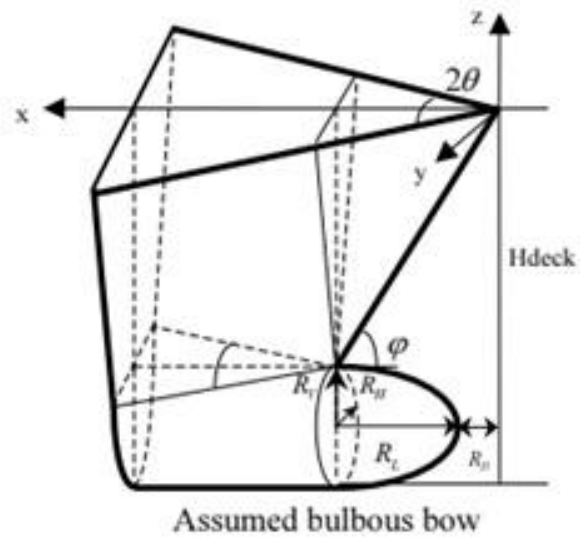


Figura B.2: Modelo geométrico circular parabólico-placa circular.

$$R_b = R_V^2/R_L \tag{B.7}$$

HARIS [58]:

$$F(\delta) = \frac{8}{3\sqrt{3}}\sigma_0(F_{strip-X} + F_{strip-Y})\delta \tag{B.8}$$

$$F_{strip-X} = t_{px}\frac{S_y}{S_x}\left(1 - \frac{\alpha\delta}{S_x}\right)^{-1/2} \tag{B.9}$$

$$F_{strip-Y} = t_{py}\frac{S_x}{S_y}\left(1 - \frac{\beta\delta}{S_y}\right)^{-1/2} \tag{B.10}$$

B.3 Curvatura principal nula

Brevemente são comentados as demostrações matemáticas desenvolvidas no Capítulo 4 para o indentador com curvatura principal nula.

Apresentamos as considerações para avaliar a F_{ind} para bulbos com curvatura principal nula.

Deslocamentos iguais no ponto q_0:

$$\delta_1 = \delta - \frac{y_p^4}{\beta S_y^3} \tag{B.11}$$

Continuidade no ponto y_p:

$$\frac{dw_1}{dy} = \frac{dw_2}{dy} \tag{B.12}$$

$$\frac{2y_p^3}{\beta S_y^3} = \frac{\delta_1}{S_y - y_p} \tag{B.13}$$

Proporcionalidade:

$$\frac{\delta_1}{S_y - y_p} = \frac{\delta}{S_y} \tag{B.14}$$

B.4 Indentador-Sorens

No Capítulo 4 são obtidos os parâmetros de ajuste para o indentador.

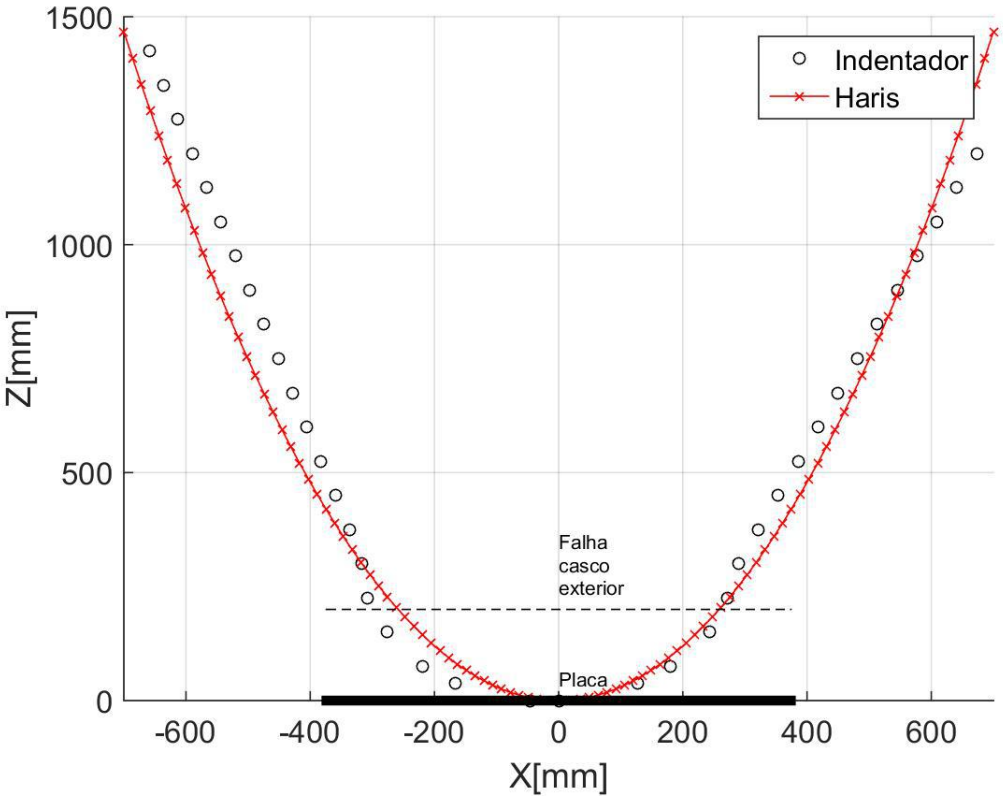


Figura B.3: Ajuste do indentador com curvatura principal nula na direção X.

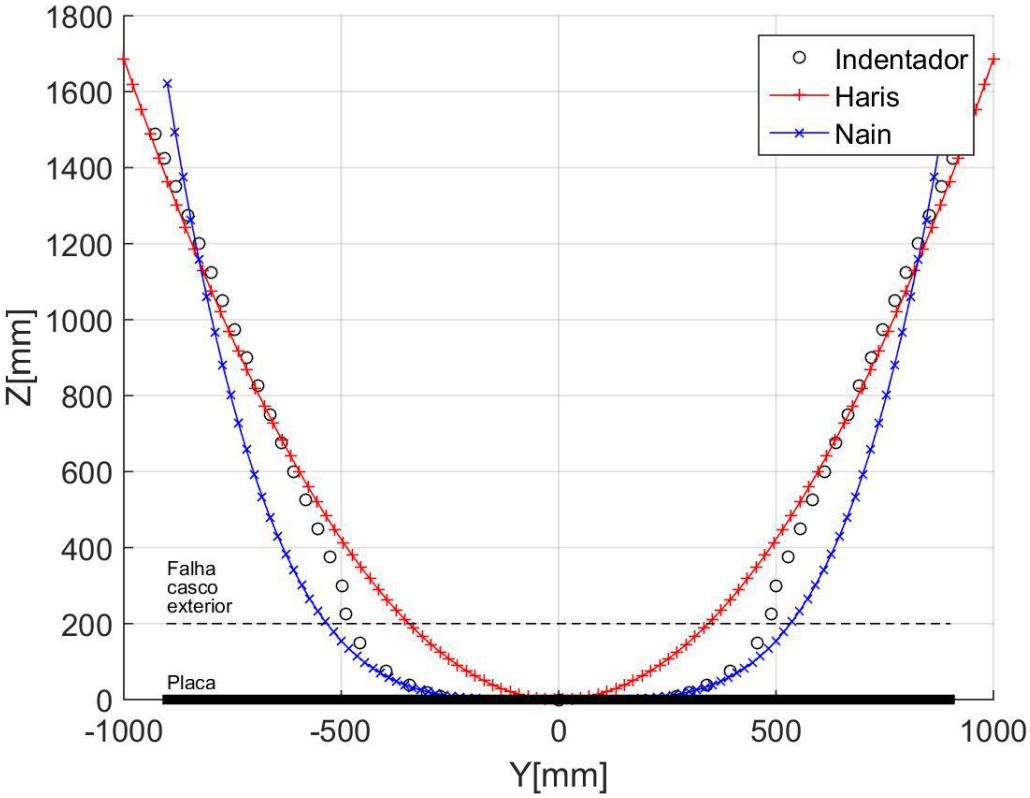


Figura B.4: Ajuste do indentador com curvatura principal nula na direção Y.

Apêndice C

Dados dos Experimentos

C.1 Resultados experimentais

Apresentamos dados dos resultados dos corpos de prova adicionais na Tabela C.1.

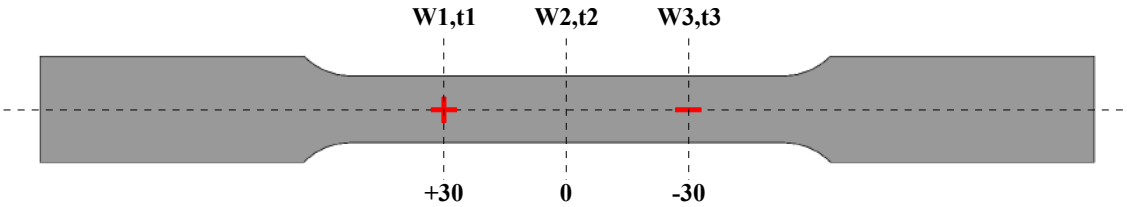


Figura C.1: CP tipo *dog bone*.

Apresentamos dados dos resultados dos corpos de prova adicionais na Tabela C.1.

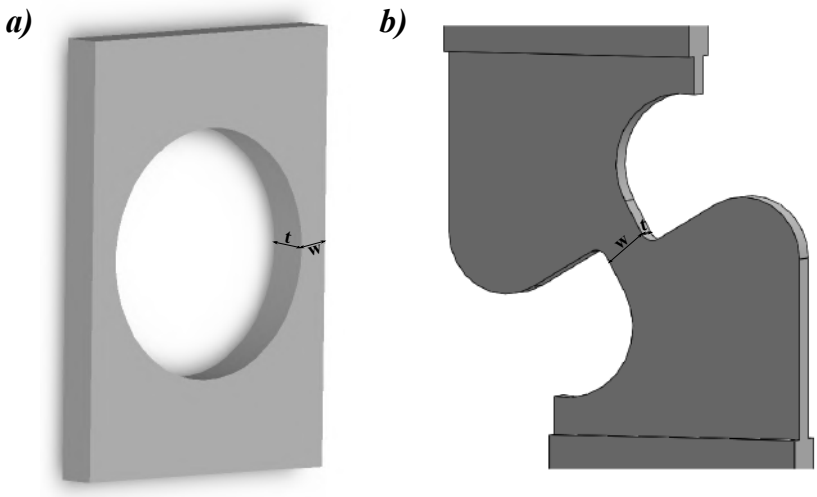


Figura C.2: CPs.

Tabela C.1: CPs adicionais

		”+30” W1	”0” W2	-30” W3	”+30” t1	”0” t2	-30” t3	Wmed	tmed
CP01	ANTES	12,65	12,59	12,51	6,35	6,35	6,39	12,62	6,35
		12,53	12,68	12,65	6,36	6,32	6,37		
		12,52	12,56	12,54	6,34	6,35	6,32		
	APÓS	11,80	11,65	10,91	6,00	5,82	5,25		
		10,90	11,49	11,79	5,47	5,87	6,17		
		11,20	11,11	11,73	5,91	5,58	5,55		
CP02	ANTES	0,00	12,80	0,00	0,00	6,40	0,00		
		0,00	13,00	0,00	0,00	6,51	0,00		
		0,00	13,02	0,00	0,00	6,49	0,00		
CP03	ANTES	0,00	13,10	0,00	0,00	6,41	0,00		
		0,00	13,11	0,00	0,00	6,43	0,00		
		0,00	13,15	0,00	0,00	6,44	0,00		
CP04	ANTES	4,95	0,00	4,90	6,40	0,00	6,39		
		4,92	0,00	4,90	6,41	0,00	6,40		
		5,01	0,00	4,93	6,41	0,00	6,42		
CP05	ANTES	0,00	6,10	0,00	0,00	3,13	0,00		
		0,00	6,19	0,00	0,00	3,09	0,00		
		0,00	6,19	0,00	0,00	3,03	0,00		
CP06	ANTES	0,00	6,22	0,00	0,00	3,26	0,00		
		0,00	6,28	0,00	0,00	3,10	0,00		
		0,00	6,22	0,00	0,00	3,28	0,00		
CP07	ANTES	0,00	13,10	0,00	0,00	6,41	0,00		
		0,00	13,11	0,00	0,00	6,43	0,00		
		0,00	13,15	0,00	0,00	6,44	0,00		

C.2 DIC

Resultados desde o eCorr.

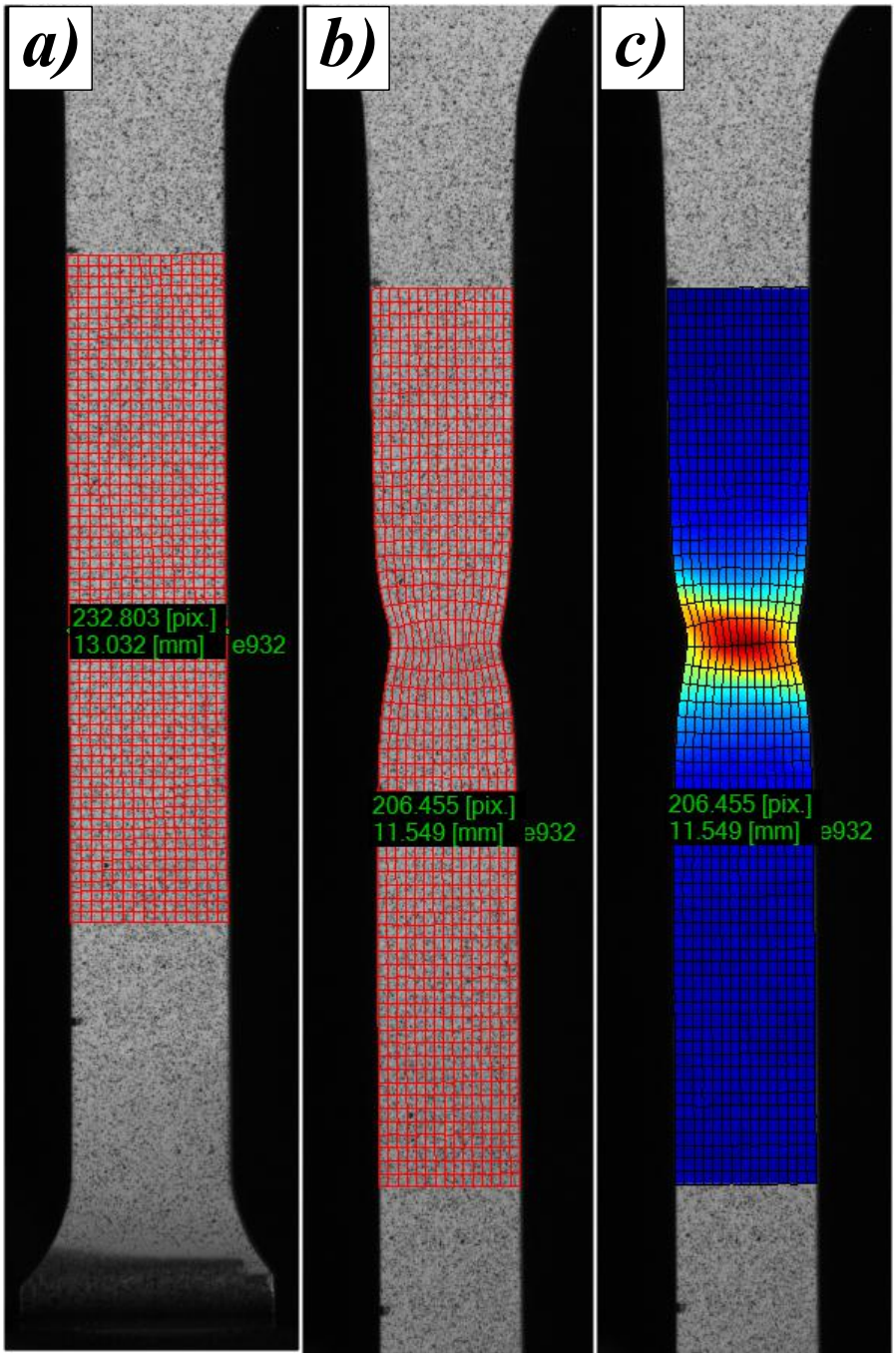


Figura C.3: DIC.

C.3 Strain Gauge

Resultados desde os *strain gauge* utilizados no Capítulo5.

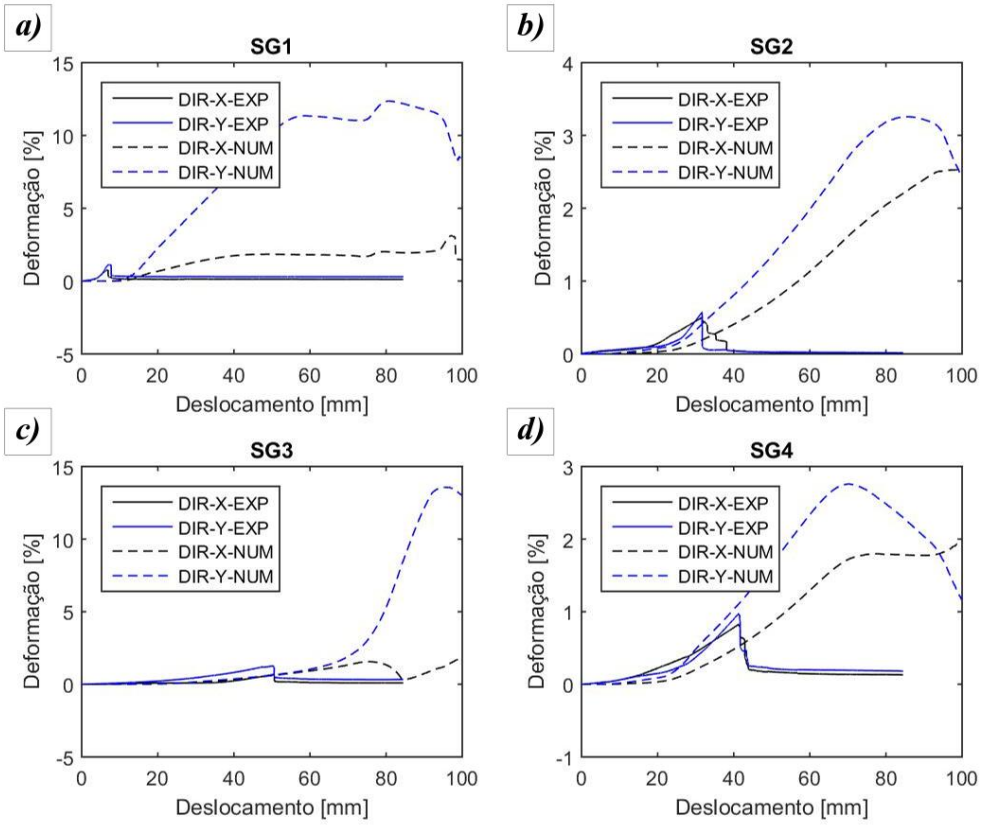


Figura C.4: Bulbo rígido e placa deformável.

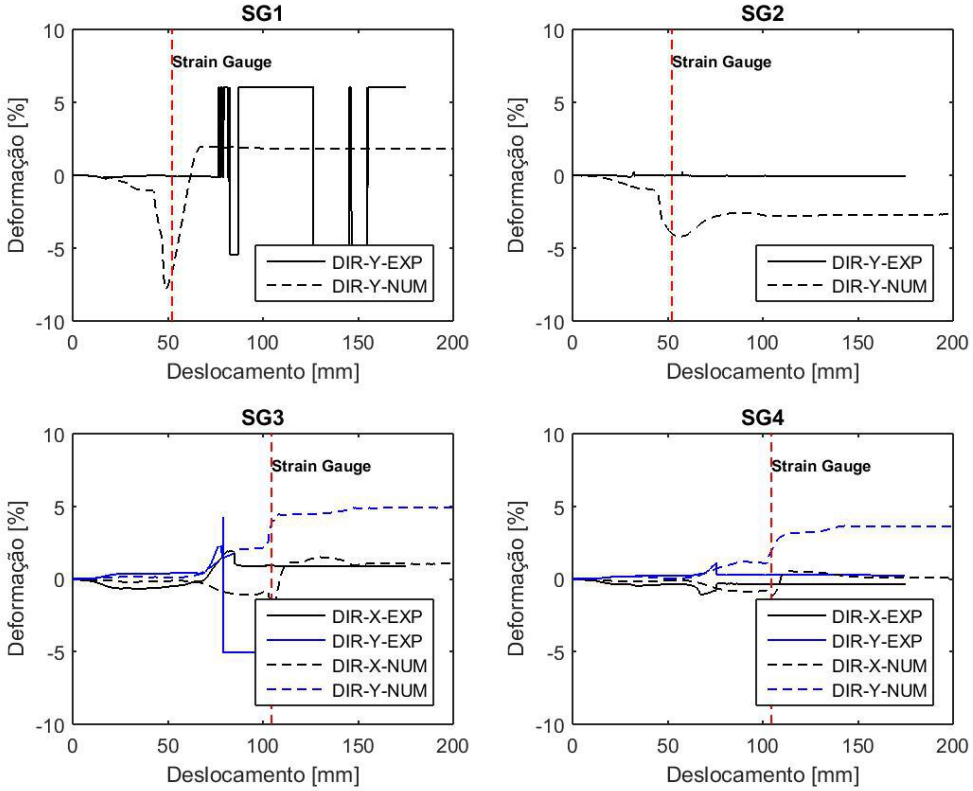


Figura C.5: Bulbo deformável - Placa rígida

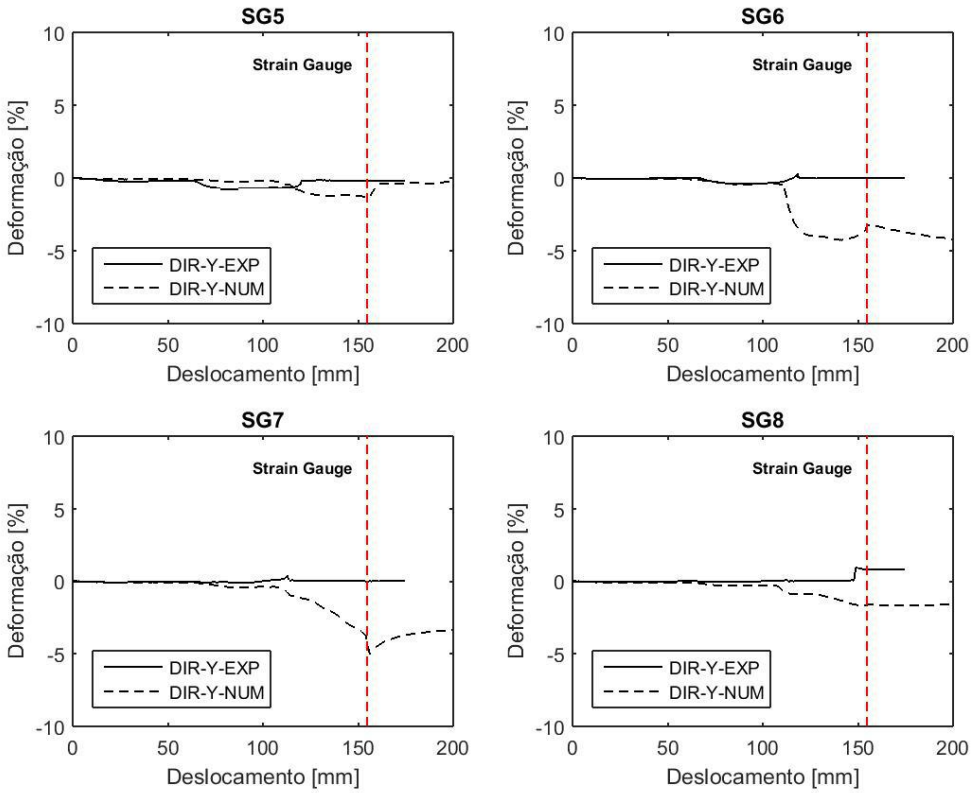


Figura C.6: Bulbo deformável - Placa rígida