

PETERSON SILVA DA SILVA

**ANÁLISE DO USO DE ESCALAS NAS SIMULAÇÕES
DE PROCESSOS DE ESTAMPAGEM**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2016

PETERSON SILVA DA SILVA

**ANÁLISE DO USO DE ESCALAS NAS SIMULAÇÕES DE
PROCESSOS DE ESTAMPAGEM**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof.^a Dr.^a Sonia A. G. Oliveira

Coorientador: Prof. Dr. Écio Naves Duarte

UBERLÂNDIA – MG

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

S586a
2016 Silva, Peterson Silva da, 1989-
 Análise do uso de escalas nas simulações de processos de
 estampagem / Peterson Silva da Silva. - 2016.
 99 f. : il.

 Orientadora: Sonia Aparecida Goulart de, Oliveira.
 Coorientador: Écio Naves Duarte.
 Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
 Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
 Inclui bibliografia.

 1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Estampagem (Trabalhos em
 metal) - Teses. 3. Estampagem (Trabalhos em metal) - Simulação por
 computador - Teses. 4. Método dos elementos finitos - Teses. I. Oliveira,
 Sonia Aparecida Goulart de, 1959- II. Duarte, Écio Naves, 1962- III.
 Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em
 Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Dedico este trabalho à Deus.
aos meus pais, Horacio e Aldeni,
aos meus irmãos Pablo e Paloma,
e a minha namorada, Roseane.

AGRADECIMENTOS

À Deus, que permitiu e me deu forças para finalizar este trabalho.

À orientadora deste trabalho, professora Sonia, por todo empenho, companheirismo, confiança para realização deste trabalho e por reavivar ainda mais o meu interesse pela pesquisa.

Ao meu coorientador, professor Écio, que sempre se mostrou disposto em ajudar, não somente na parte acadêmica como na vida.

Aos meus pais, Horacio Zaldir e Aldeni Vieira, pelo apoio, sacrifício e pelo amor soberano a mim dedicado durante todos esses anos longe de casa.

Aos meus irmãos, Pablo e Paloma, pela amizade fraterna e pela camaradagem de sempre.

Aos meus padrinhos queridos, Da Guia e Natalia, por terem me acolhido como filho em sua casa, no tempo de graduação ainda.

A todos os meus familiares, na forma de avós, tios, primos, cunhada e outros que de alguma forma ajudaram na minha formação enquanto pessoa.

A todos os meus colegas da sala FEMEC-CIMNE, por toda solidariedade compartilhada durante todos estes anos, que ajudaram na construção deste trabalho.

Ao programa de Pós-graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade de aqui realizar esta formação e a CAPES pela concessão da bolsa de estudos.

A todos os demais professores, técnicos do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica.

Aos meus amigos de fé, da Paróquia Nossa Senhora do Caminho, onde fui recebido como um filho, irmão, amigo e pelas muitas vezes em que me ajudaram.

Finalmente, manifesto a minha imensa gratidão à minha namorada e companheira Roseane Martins, pela compreensão, paciência, lealdade, amor inefável, enfim por ter me concedido o amparo necessário para esta conquista.

SILVA, P. S. da. **Análise do Uso de Escalas nas Simulações de Processos de Estampagem**. 2016. 99 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

O propósito de fazer uso de softwares, com base em aproximações numéricas para conformação de metais, se dá pela necessidade de garantir a eficiência do processo, de modo a obter produtos de qualidade com menor custo e prazo possível. O estudo proposto faz uso da teoria de similitude para desenvolvimento de uma técnica capaz de simular a estampagem de uma chapa metálica, obtendo resultados próximo do real com tempos de computação menores. Os resultados são obtidos através de simulações realizadas no programa comercial de elementos finitos STAMPACK[®]. Esse software utiliza o método de integração explícita no tempo, bastante utilizado na resolução de problemas não lineares envolvendo contato, como é o caso dos processos de conformação de metais. O desenvolvimento da técnica se deu com um modelo de estampagem de uma caixa quadrada, simulado com quatro fatores de escala diferentes (duas abaixo e duas acima da escala real). A validação da técnica se deu com um modelo de dobramento de uma chapa soldada, que apresentava um alto tempo de simulação e que ao aplicar esta técnica o mesmo teve uma redução de mais 50% no tempo de simulação. Os resultados se mostraram satisfatório para o uso da técnica de escala em simulações para conformação de chapas, apresentando resultados quantitativos bons atrelados à redução do tempo final de simulação. Por fim notou-se que, a redução no tempo de simulação só é possível com o uso de duas escalas juntas, geométrica e cinemática, onde se deve tomar cuidado com fatores de escala cinemática, pois velocidades muito altas acarretam problemas dinâmicos, influenciando assim os resultados finais das simulações.

Palavras Chave: *estampagem, elementos finitos, fator de escala, tempo de simulação.*

SILVA, P. S. de. **Analysis of the Use of Scales in the Simulation of Stamping Processes.** 2016. 99 f. MSc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

The purpose of using software based on numerical approximations for metal forming is given by the need to ensure process efficiency in order to get high quality products at lowest cost and shortest time. This study uses the theory of similitude in order to develop a technique capable of simulating the stamping process of a metal sheet, obtaining results close to the real values, with shorter processing times. The results are obtained through simulations performed in the finite element software STAMPACK[®]. This software uses the explicit integration method in time, which is usually applied to solve nonlinear problems involving contact, such as the metal forming processes. The technique was developed from a stamping model of a square box, simulated with four different scale factors, two higher and two smaller than the real scale. The technique was validated with a bending model of a welded plate, which had a high simulation time. The application of the technique allowed over 50% of decrease in the time of simulation. The results for the application of the scale technique for forming plates were satisfactory, showing good quantitative results related to the decrease of the total time of simulation. Finally, it is noted that the decrease in simulation time is only possible with the use of two related scales, the geometric and kinematic scale. The kinematic scale factors should be used with caution, because the high speeds can cause dynamic problems and could influence the results of the simulations.

Keywords: *stamping, finite element, scaling factor, time of simulation.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Estrutura típica formada por elementos interconectados (Adaptado de ZIENKIEWICZ e TAYLOR, 2000).....	07
Figura 2.2	Fluxograma do processo de análise por MEF (Adaptado de BATHE, 1996).....	13
Figura 2.3	Malha de elementos finitos sobre a superfície de um modelo plano.....	14
Figura 2.4	Resultados para zona de segurança de uma peça estampada (AKBAYIR, 2013).....	15
Figura 2.5	Elemento finito sólido (a); Elemento finito de casca (b).....	22
Figura 2.6	Elemento de casca BST (Cendoya et al. 1997).....	24
Figura 2.7	Discretização estruturada (a); Discretização não estruturada (b).....	25
Figura 2.8	Modelo do problema de contato (BELYTSCHKO et al., 2000).....	27
Figura 3.1	Três condições necessárias para um modelo obter semelhança (Adaptado de MODELO CIENTÍFICO, 2010).....	31
Figura 4.1	Geometria das ferramentas usadas no processo e da chapa a ser estampada (DANCKERT, 1995).....	40
Figura 4.2	Esquema da solda realizada na chapa a ser dobrada.....	41
Figura 4.3	Orientações das medidas de deformações e espessura da chapa estampada..	43
Figura 4.4	Desenho do Modelo 01 proposto, estampagem profunda copo quadrado.....	45
Figura 4.5	Modelo simétrico, um quarto do modelo inteiro.....	46
Figura 4.6	Modelo da chapa soldada com as três regiões distintas.....	46
Figura 4.7	Modelo das ferramentas e modelo completo do ensaio de dobramento.....	47
Figura 4.8	Gráfico para análise da sensibilidade da malha.....	49
Figura 4.9	Malha de elementos da chapa do modelo 01 com imagem ampliada.....	51
Figura 4.10	Malha de elementos das ferramentas do modelo 01 com detalhe ampliado..	51
Figura 4.11	Malha de elementos da chapa do modelo 02 com ampliação para ver refino.	52
Figura 4.12	Malha de elementos das ferramentas do modelo 02 com imagem ampliada.	52
Figura 5.1	Malha inicial da chapa, antes da simulação de estampagem.....	58
Figura 5.2	Projeção da malha da chapa deformada, após a simulação do processo de estampagem.....	58

Figura 5.3	Comparação da deformação Exp. x Num. ao longo da espessura na direção LX.....	59
Figura 5.4	Comparação da deformação Exp. x Num. ao longo da espessura na direção LD.....	60
Figura 5.5	Gráfico da Força do Punção vs. Deslocamento. Felice Neto et al. (2011).....	61
Figura 5.6	Gráfico da Força Máxima do Punção vs. Deslocamento do Punção.....	62
Figura 5.7	Deformação ao longo da espessura do modelo em escala real.....	66
Figura 5.8	Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^{-2}	67
Figura 5.9	Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^{-1}	67
Figura 5.10	Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^1	68
Figura 5.11	Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^2	69
Figura 5.12	Deformação plástica efetiva referente ao modelo simulado em escala real....	70
Figura 5.13	Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^{-2}	71
Figura 5.14	Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^1	71
Figura 5.15	Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^1	71
Figura 5.16	Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^2	72
Figura 5.17	Tensão equivalente de von Mises para o modelo simulado em escala real....	73
Figura 5.18	Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala.....	74
Figura 5.19	Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^{-1} ..	74
Figura 5.20	Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^1	75
Figura 5.21	Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^2	76
Figura 5.22	Gráfico do comportamento do passo de tempo versus fator de escala.....	77
Figura 5.23	Gráfico do tempo total de simulação (CPU) versus fator de escala.....	78
Figura 5.24	Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, simulado em escala real.....	81
Figura 5.25	Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, com escala geométrica e cinemática de 10^1	81

Figura 5.26	Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.....	82
Figura 5.27	Campo de deformação plástica efetiva para modelo real.....	83
Figura 5.28	Campo de deformação plástica efetiva para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1	83
Figura 5.29	Campo de deformação plástica efetiva para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.....	84
Figura 5.30	Distribuição de tensão equivalente para modelo em escala real.....	85
Figura 5.31	Distribuição de tensão equivalente para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1	85
Figura 5.32	Distribuição de tensão equivalente para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.....	86
Figura 5.33	Gráfico da Força Máxima vs. Deslocamento do Punção para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1	87
Figura 5.34	Gráfico da Força Máxima vs. Deslocamento do Punção para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.....	88
Figura 5.35	Gráfico comparativo das curvas de força máxima do modelo em escala real e do modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1	89
Figura 5.36	Gráfico comparativo das curvas de força máxima do modelo em escala real e do modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Fatores de escala de similitude.....	38
Tabela 4.1	Propriedades mecânicas da chapa (DANCKERT, 1995).....	42
Tabela 4.2	Parâmetros do modelo de <i>Ludwik-Nadai</i> para estampagem (DANCKERT, 1995).....	43
Tabela 4.3	Coeficientes de Lankford para as três regiões distintas da chapa soldada (FELICE NETO et al. 2011).....	45
Tabela 4.4	Quantidade de elementos finitos do tipo BST referentes a cada simulação..	48
Tabela 4.5	Tamanho dos elementos para cada modelo de acordo com fator de escala...	53
Tabela 5.1	Resultados dos parâmetros de entrada para modelos em escala e modelo real.....	64
Tabela 5.2	Resultados para os parâmetros de tempo dos modelos real e com fator de escala.....	77
Tabela 5.3	Resultados dos parâmetros de entrada para o modelo real e em escalas.....	80
Tabela 5.4	Passo de tempo e tempo estimado de cálculo, encontrados para os modelos (real e em escalas).....	91
Tabela 5.5	Tempo final de processamento para simulações dos modelos (real e em escalas).....	91

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

A	Área
AR	Relação Razão de Aspecto
a	Aceleração
$(a), (b), \dots, (e)$	Elementos Referentes a Discretização
a^1, \dots, a^e	Deslocamento Correspondente ao Elemento
a_1^1, \dots, a_i^e	Deslocamentos Associados a cada <i>nó</i>
C	Constante de Amortecimento
c	Velocidade do Som no Material
Dv	Deformações Virtuais
E	Módulo de Elasticidade
EI	Alongamento
e_1, e_2, e_3	Expoentes Apropriados de Potências
F	Força
Fr	Forças Reais
$f^{ext}(u, t)$	Forças Externas que Atuam no Corpo
$f^{int}(u, \dot{u})$	Forças Internas que Atuam no Corpo
H	Altura do Elemento
i, j, k	Numeração dos <i>nós</i> Globais.
K	Constante de Encruamento
K^e	Matriz de Rigidez do Elemento
$K_{ii}^e, K_{ij}^e, \dots, K_{mm}^e$	Submatrizes Quadradas Correspondente a cada Elemento
L	Comprimento Característico do Menor Elemento
L, F, T	Quantidades Primárias Apropriadas
L_P, A_P, V_P	Comprimento, Área, Volume do Protótipo
L_M, A_M, V_M	Comprimento, Área, Volume do Modelo
LX, LY, LD	Direções Medida da Chapa
M	Matriz de Massa da Estrutura
M_{esc}	Modelo em Escala

m	Massa
n	Coefficiente de Encruamento
P_r	Protótipo Real
q^1, \dots, q^e	Força Equivalente ao Elemento
q_1^1, \dots, q_i^e	Forças Correspondentes a cada nó
RD0°, RD45°, RD90°	Direção do Corpo de Prova com Relação a Direção de Laminação
r	Coefficiente de Lankford
r, s, t	Conjunto de Coordenadas
$r_0^\circ, r_{45^\circ}, r_{90^\circ}$	Coefficientes de Lankford a 0°, 45° e 90°
S	Superfície de Contorno
Tr	Tensões Reais
TS	Limite de Resistência a Tração
t	Forças De Contato
t_n	Passo de Tempo Qualquer n
t_{n+1}	Passo de Tempo Seguinte ao t_n
U e V	Componentes das Forças
u	Vetor Deslocamento
\dot{u}	Vetor Velocidade
\ddot{u}	Vetor Aceleração
\bar{u}	Deslocamentos Virtuais
u_{n+1}	Deslocamento Seguinte ao u_n
u e v	Componentes dos Deslocamentos
V	Domínio de Integração
x_1, x_2, \dots, x_n	Magnitudes das Quantidades Primárias
YS	Limite Elástico/Escoamento
(1), (2), ..., (n)	Elemento Finito Qualquer
Γ^c	Interseção das Superfícies de Dois Corpos
δW_e	Trabalho Virtual Externo Total.
δW_i	Trabalho Virtual Interno Total
Δt	Passo de Tempo
Δt_{cr}	Tempo Crítico

Δt_{n+1}	Diferencial de Tempo de um Passo de Tempo da Resolução do Problema
ε e ε_{ps}	Deformações
λ	Fator de Escala
μ	Coefficiente de Atrito
ν	Razão de Poisson
$\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k$	Pi Termos
ρ	Densidade de Massa
σ	Tensões
σ_{zz}	Tensão na Direção Normal do Eixo Z
Ω^A e Ω^B	Identificação de Corpos (Rígido e Elástico)
\doteq	Indicador de uma Equação Dimensional
<i>Arr. (M)</i>	Arraste Correspondente ao Modelo
BST	Triângulo Básico de Lâmina
BPT	Triângulo Básico de Placa
CPU	Unidade Central de Processamento
CST	Triângulo de Deformação Constante
Des.	Deslocamento
DLC	Diagrama Limite de Conformação
EF	Elementos Finitos
GB	Gigabyte
MEF	Métodos dos Elementos Finitos
PC	Computador Pessoal
PDV	Princípio dos Deslocamentos Virtuais
Pu.	Punção
RAM	Memória de Acesso Aleatório
<i>Sust. (P)</i>	Sustentação Correspondente ao Protótipo
Vel.	Velocidade
ZAC	Zona Afetada pelo Calor
ZAF	Zona Fundida

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	1
INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO II.....	5
O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	5
2.1. Introdução.....	5
2.1.1. Formulação Matricial e Análise Estrutural	6
2.1.2. O Princípio do Trabalho Virtual para Corpos em Equilíbrio	10
2.1.3. Análise pelo MEF.....	12
2.1.4. Etapa de Pré-Processamento	13
2.1.5. Etapa de Processamento	14
2.1.6. Etapa de Pós-Processamento	15
2.2. Solução de Problemas Dinâmico Não Linear	16
2.2.1. Integração Explícita no Tempo	17
2.2.2. Integração Implícita no Tempo	19
2.2.3. Vantagens e Desvantagens dos Métodos	20
2.3. Elementos Finitos de Casca.....	22
2.3.1. Elemento Finito BST Utilizado pelo STAMPACK®	23
2.4. Particularidade da Malha de Elementos Finitos via STAMPACK®	24
2.5. Problemas de Contato e Algoritmo de Contato no STAMPACK®	26
CAPÍTULO III	29
TEORIA DE SIMILITUDE EM ENGENHARIA	29
3.1. Introdução.....	29
3.2. Princípios Básicos das Características de Observações	32
3.3. Ferramenta de Análise Dimensional	33
3.4. Teoria da Similitude e do Modelo.....	35
3.4.1. Fator de Escala	36
CAPÍTULO IV	39
METODOLOGIA.....	39
4.1. Descrição do Problema.....	39
4.2. Parâmetros Utilizados	41
4.2.1. Estampagem de Chapa (Modelo 01).....	41

4.2.2. Referência para Confrontação dos Resultados (Experimentais vs. Numéricos)....	43
4.2.3. Dobramento de Chapa Soldada (Modelo 02).....	44
4.3. Modelagem Inicial em Elementos Finitos.....	45
4.3.1. Desenvolvimento da Geometria do Modelo 01.....	45
4.3.2. Desenvolvimento da Geometria do Modelo 02.....	46
4.4. Malha de Elementos Finitos Utilizada nos Modelos.....	47
4.4.1. Teste de Sensibilidade da Malha do Modelo 01	47
4.4.2. Teste de Sensibilidade da Malha do Modelo 02	49
4.4.3. Malha do Modelo 01	50
4.4.4. Malha do Modelo 02	51
4.5. Modelos em Escalas	53
4.5.1. Fator de Escala Utilizado no Modelo 01	53
4.5.2. Fator de Escala Utilizado no Modelo 02.....	54
4.6. Definição dos Contatos e Condições de Contorno.....	54
4.6.1. Definição dos Contatos Modelo 01	55
4.6.2. Definição dos Contatos Modelo 02.....	56
CAPÍTULO V	57
RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	57
5.1. Validação do Modelo 01 em EF.....	57
5.2. Validação do Modelo 02 em EF.....	60
5.3. Implicações do Uso da Escala Geométrica para os Parâmetros e Resultados das Simulações em Escala do Modelo 01	62
5.3.1 Avaliação das Características dos Modelos em Escala.....	64
5.3.2 Gradientes de Deformação ao Longo da Espessura	65
5.3.3 Distribuição de Deformação Plástica Efetiva.....	69
5.3.4 Tensão Equivalente de von Mises para Modelos em Escala.....	72
5.3.5 Avaliação Comparativa do Tempo de Simulação (CPU) e Passo de Tempo.....	76
5.4. Resultados das Simulações em Escalas do Modelo 02 (Chapa Dobrada).....	79
5.4.1. Resultados para as Variáveis de Entrada do STAMPACK®	80
5.4.2. Simulação 3D do Ensaio do Modelo Real e do Modelo com Fator de Escala.....	80
5.4.3. Comportamento da Deformação Plástica Efetiva	82
5.4.4. Tensão de von Mises para Modelo Real e em Escala	84
5.4.5. Análise da Força do Punção para Modelo Real e em Escala	87

5.4.6. Resultado do Passo de Tempo e de Simulação Total para o Modelo Real e em Escala.....	90
CAPÍTULO VI.....	93
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	93
6.1. Conclusões	93
6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	94
CAPÍTULO VII.....	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O processo de estampagem consiste em submeter uma chapa (*blank*) ou peça inicial de trabalho a um esforço de compressão para que esse adquira uma forma mais complexa. Esta operação é executada por ferramentas conhecidas como punção, matriz e prensa-chapas, as quais deformam o material plasticamente. As operações mais comuns do processo de estampagem são dobramento, corte e estampagem profunda; sendo esta a mais conhecida como embutimento.

De acordo com o autor Tekkaya (2000), na prática o processo de estampagem de chapas metálicas tem como embasamento a experiência dos profissionais que atuam na fabricação das ferramentas e confecção das peças. Esta característica é muito trabalhosa, sendo um método conhecido como “*try out*”, ou seja, método da tentativa e erro. Esta forma de produção acaba gerando desperdícios e prejuízos para a produtividade.

Este é um problema que necessita de um bom controle sobre as condições e parâmetros de entrada do projeto, sendo assim um ótimo estudo para ser realizado com o uso de métodos numéricos. Neste caso aplicando o Método dos Elementos Finitos (MEF), é possível fixar condição e variar apenas os parâmetros que se deseja investigar a influência.

O MEF necessita de um conjunto elementar de conhecimentos científicos, estes não necessariamente ligados ao processo tecnológico de conformação de chapas, tais como, a formulação dos elementos finitos que deve ser robusta e econômica do ponto de vista computacional e os algoritmos que devem garantir uma convergência rápida das soluções numéricas em direção à solução analítica. Algumas inconveniências associadas aos processos de conformação de chapa podem ser complexas, como por exemplo, a presença de contacto com atrito, as grandes deformações impostas à chapa e a não linearidade do comportamento do material, resultam em um problema altamente não linear, cuja resolução requer o uso de formulações matemáticas otimizadas e de algoritmos numéricos poderosos e robustos (ALVES, 2003).

Os resultados obtidos em um estudo baseado em simulações, para que estes sejam bons o suficiente, é necessário a validação do modelo. Uma das maneiras de validação consiste em simular numericamente as condições de um ensaio experimental e equiparar os resultados obtidos, para que assim se possa garantir que mesmo com aproximações feitas, os resultados sejam bons o bastante para análise do problema.

Nos últimos anos em todo o mundo, as simulações do processo de estampagem de chapas metálicas vêm sendo muito utilizada nas indústrias. Buscando resposta sem desperdícios de material para melhorar projeto de ferramentas, obter menor nível de enrugamentos, diagramas limites de conformação (DLC), propriedades e conformabilidade dos materiais, bem como a qualidade final do produto estampado.

Dessa forma, além da economia de tempo e dinheiro, é possível a prevenção de defeitos, bem como a percepção de fatores, problemas que não são possíveis de serem detectados na hora da fabricação do produto.

Para se evitar os defeitos existentes no processo, é importante se ter um conhecimento profundo da distribuição de tensão gerada na estampagem e do comportamento mecânico dos materiais. Assim a simulação numérica pode ser utilizada para prever estes comportamentos e otimizar todas as fases dos processo, tendo como resultado uma grande economia de tempo, redução de custos e obtenção de ótimos resultados (KOBAYASHI et al., 1989).

Em alguns tipos de problemas, o tempo total de simulação da estampagem de chapas em elementos finitos pode ser bastante elevado, mesmo na condição de se ter uma máquina com um bom processador. Isto se dá devido alguns fatores, dentre eles dois são muito importantes, são eles: o tamanho da geometria com qual se trabalha e a escolha do tamanho dos elementos finitos da malha de discretização do modelo. Estes podem prejudicar o tempo de processamento e, conseqüentemente, aumentar o custo computacional.

Uma forma muito eficiente de se ter um ganho de tempo nas simulações numéricas de estampagem de chapas, é aplicar a teoria da similitude em engenharia com o uso da simetria geométrica como uma forma de simplificar o problema a ser resolvido. Porém, muitas vezes devido à complexidade da geometria da peça, o uso deste artifício por si só não é o suficiente para redução do tempo de simulação. Com isto os avanços tecnológicos dos computadores em conjunto com o desenvolvimento de softwares de simulação vêm proporcionando às indústrias que trabalham com simulação de modelos cada vez mais rapidez na execução da análise de seus produtos.

A teoria de similitude se baseia em uma análise dimensional e na teoria de modelos

similares. Através da similitude, é possível estabelecer relações e equacionar todos os parâmetros envolvidos em um determinado fenômeno (ARAGÃO, 2002).

Em alguns casos de estampagem com geometria complexa não é possível fazer o uso da simetria geométrica como simplificação do modelo, com isto o tempo de simulação se torna inviável e o custo para se adquirir uma máquina com boa configuração para simulações se torna muito caro. Isto pode acarretar em grandes perdas para o processo da empresa uma vez que a mesma necessita do resultado da simulação para dar prosseguimento no projeto em estudo. Isto justifica a necessidade de se desenvolver estudos, técnicas que descrevam de modo mais eficiente e rápido as simulações de estampagem em chapas metálicas, como forma de reduzir o custo computacional da simulação.

Um tempo muito grande na simulação de estampagem de chapas em elementos finitos, pode causar sérios problemas tanto à máquina (PC), que terá sobrecarga em sua memória computacional, quanto à empresa que terá perda financeira, com um alto custo computacional. Por este motivo, o uso da teoria de modelos pode ajudar na obtenção de tempo de simulações menores, ou seja, para um nível de tempo aceitável, mantendo a acuracidade dos resultados.

Na atualidade, muitos trabalhos vêm desenvolvendo estudos sobre técnicas que ajudam na redução do tempo de simulação. Na literatura, recomenda-se o uso da técnica de escala de massa para simulações com integração explícita no tempo. Em seu livro, Belytschko et. al (2000) destaca a importância deste método para aplicação em problemas que necessitam de pequenos passos de tempo para convergência (problemas altamente não lineares) e ainda explica que a redução do tempo de simulação, sem perder a precisão dos resultados, é possível, desde que este não influencie na resposta dinâmica do problema.

Este trabalho tem por objetivo principal, analisar e propor uma nova técnica, usando teoria de modelos com fator de escala geométrica, que melhore a relação entre acuracidade dos resultados e o tempo computacional, na simulação de processos de estampagem de chapas, utilizando o software STAMPACK[®], que faz uso do método de elementos finitos com integração explícito–dinâmica na base do seu algoritmo.

A fim de que este estudo, baseado em simulações numéricas, tenham resultados confiáveis, foi necessário fazer a validação do modelo. Em um primeiro estudo foi utilizado os dados experimentais de Danckert (1995) para o estudo do desenvolvimento da técnica. E na sequência, como aplicação e validação da técnica, utilizou-se um modelo numérico apresentado no trabalho de Felice Neto et al. (2011) como base de dados para verificar o desempenho da técnica para um problema de estampagem de chapa com tempo de simulação

mais elevado.

O programa STAMPACK[®] disponibiliza vários resultados, sendo assim possível analisar as tensões de von Mises, deformações plásticas efetivas, tempo de simulação total e passo de tempo (*Time Step*) existente em cada modelo simulado. Analisando e comparando estes resultados de simulações feitas para modelos em escala real e em escala aumentada, é possível fazer a avaliação da aplicação da teoria de modelos/similitude em simulações de conformação de chapas metálicas, de forma a se obter bons resultados com um tempo computacional razoável.

Os resultados mostraram que o uso da técnica de escala geométrica para simulações de estampagem de chapas metálicas é viável. Para os casos onde as peças a serem estampadas são de dimensões características com ordem de grandeza menor ou igual a décimos de milímetros, isto é, para fatores de escala geométrico, que geram modelos cuja dimensão da malha (tamanho do menor elemento da malha) fique na ordem de milímetros. Para estes casos, as variáveis de entrada a serem alteradas no programa são poucas e os resultados são muito bons. Já para o uso de fatores de escala muito grande, onde a dimensão característica da malha assume valores maiores, podem surgir problemas de contato, amortecimento entre outros, que interfere diretamente na estabilidade dos cálculos e nos resultados finais.

Com relação ao tempo de simulação, foi possível verificar que houve uma redução significativa no tempo total de simulação (mais de 50% no modelo testado) com o uso da técnica aqui desenvolvida. Onde para isso fez-se necessário o uso da escala geométrica em conjunto com a escala cinemática, tomando o cuidado quanto ao valor do fator de escala cinemático, pois o modelo apresentou uma alta sensibilidade ao aumento da velocidade do punção.

CAPÍTULO II

O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

2.1. Introdução

Os métodos numéricos, em especial o Método dos Elementos Finitos (MEF) apresentaram um grande desenvolvimento nas últimas décadas, tornando-se uma importante ferramenta de análise de problemas físicos, principalmente na área de conformação mecânica. Para a metodologia desenvolvida neste estudo o MEF aborda um problema de conformação de chapa metálica associada à similitude em engenharia. Neste capítulo serão apresentados os princípios básicos do MEF, bem como os seus métodos de solução implícita e explícita. Embora ambas tenham sido superficialmente aqui abordadas, a solução escolhida para este trabalho foi a solução explícita, pelos motivos que serão oportunamente expostos.

A ideia original do MEF foi utilizada pelo renomado matemático Courant em 1943 no “*Bulletin of the American Mathematical Society*” e praticamente ignorada pelos analistas clássicos mais puristas e inclusive pelos técnicos de engenharia, (NAFEMS, 2003). No entanto, foi na década de 50 que os trabalhos com o método foram sendo estudados em maior número, sobretudo na área aeroespacial. Como os problemas desta área tinham grandes dimensões, ali os pesquisadores se esbarravam na limitação dos processadores computacionais da época. Como forma de superar esta limitação, os cientistas da época resolveram fazer o uso da linguagem matricial para o método.

Muitos problemas de engenharia podem ser representados por uma equação diferencial que o governa. Porém, dependendo de sua complexidade geométrica e condições de contorno, encontrar uma solução para esta equação não costuma ser uma tarefa trivial. Em virtude destas complexidades, a opção pelos métodos aproximados passa a ser uma alternativa a ser considerada. Dentro destas alternativas, o MEF é uma poderosa ferramenta de cálculo, cada vez mais utilizada em engenharia. Especialmente, quando se trata de situações que envolvam um razoável número de variáveis e que possuam não linearidades associadas a problemas, tais

como os de contato.

Para solucionar estes problemas numéricos o MEF apresenta dois métodos de integração no tempo (Explícito e Implícito). O método explícito considerado menos custoso com relação ao esforço de memória física do PC, uma vez que este não faz uso da inversão da matriz de rigidez. Já o método Implícito é visto como mais penoso para o PC, devido ao fato deste método necessitar fazer a inversão da matriz rigidez a cada passo de tempo.

A opção pelo tipo de solução deve levar em conta aspectos tais como: a estabilidade numérica, sua conseqüente convergência para um determinado valor que esteja dentro dos limites de tolerância admissíveis para a área de estudo em questão.

O MEF é um método de cálculo numérico aproximado de sistemas contínuos. Para facilitar o entendimento deste método, divide-se este em duas etapas distintas. Primeiramente, segundo os autores Guidi e Silva (2009), o MEF considera que a estrutura (problema) é discretizada em pequenos elementos de tamanho finito interligados entre si por pontos nodais (*nós*), formando assim *malha* de elementos finitos, onde as forças de ligação entre os elementos estão todas concentrada neste espaço. O comportamento mecânico e elástico desta estrutura (problema físico) é expresso por expressões matemáticas, na maioria das vezes por equações diferenciais tratadas por via matricial.

Após a primeira etapa, que considera a estrutura discretizada, tem-se a segunda a etapa onde todos os elementos individualmente formados devem ser organizados de forma que as cargas aplicadas e as tensões internas de uns estejam em equilíbrio com as dos outros e ainda que às condições de contorno e compatibilidade sejam atendidas.

Embora a dedução das equações governantes de um problema físico não seja um trabalho tão complexo, suas soluções por métodos exatos e analíticos são geralmente muito complexas, e em alguns casos impossível de se resolver analiticamente. Nesses casos, os métodos numéricos aproximados são uma alternativa para se encontrar tais soluções.

2.1.1. Formulação Matricial e Análise Estrutural

A análise matricial de estruturas é um método utilizado pelo MEF para facilitar a programação dos códigos de elementos finitos na base do computador e bem como ter uma escrita das equações na forma matricial padronizado, facilitando assim a manipulação e resolução dos cálculos computacionais.

Pode-se notar a vantagem do uso da formulação matricial no MEF, por exemplo,

quando o comportamento de uma estrutura qualquer em estudo for descrito por uma grande quantidade de número de deslocamentos discretos, pode-se imaginar estes pontos como *nós* de uma *malha* ao longo do modelo, sendo que o MEF utiliza cada *nó* desta *malha* para efetuar os cálculos e chegar assim a um resultado final.

A fim de que se possa entender o conceito geral de um sistema discreto, considerando que a Fig. 2.1 represente um componente mecânico estrutural do tipo elástico linear que descreve uma estrutura plana formada por distintos elementos interligados entre si por *nós*. Assim para modelar esta estrutura plana deve-se montar um sistema global composto dos vários elementos. Então quanto maior a complexidade da geometria do problema, maior será o número de elementos e de *nós* a serem analisados, porém fazendo o uso das matrizes isto se torna um cálculo menos trabalhoso de ser feito, pois elas simplificam os cálculos matemáticos.

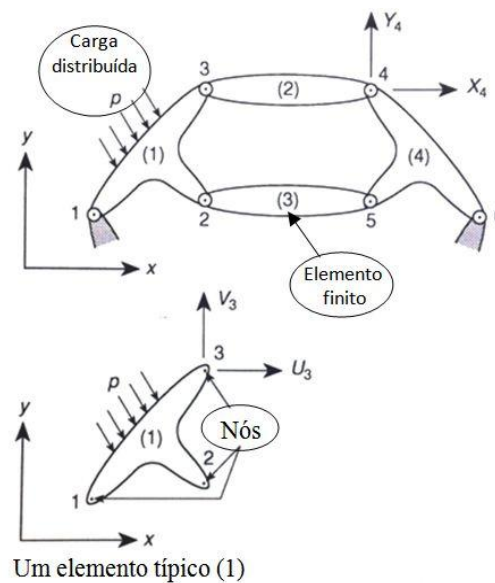


Figura 2.1 – Estrutura típica formada por elementos interconectados (Adaptado de ZIENKIEWICZ e TAYLOR, 2000).

Assim as forças que atuam em todos os três *nós* do elemento (1), podem ser expressas na forma matricial, utilizando-se relação dada pela Eq. (2.1):

$$q^1 = \begin{Bmatrix} q_1^1 \\ q_2^1 \\ q_3^1 \end{Bmatrix} \quad q_1^1 = \begin{Bmatrix} U_1 \\ V_1 \end{Bmatrix}, \quad \text{etc.} \quad (2.1)$$

Onde (q^1) é a força equivalente ao elemento (1), as variáveis $(q_1^1, q_2^1$ e $q_3^1)$ são as forças correspondentes a cada *nó* e $(U$ e $V)$ sendo as componentes das forças para cada *nó*, em um sistema de coordenadas cartesianas (2D).

Já para os deslocamentos nodais correspondentes para cada elemento tem-se a relação dada pela Eq. (2.2):

$$a^1 = \begin{Bmatrix} a_1^1 \\ a_2^1 \\ a_3^1 \end{Bmatrix} \quad a_1^1 = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{Bmatrix}, \quad \text{etc.} \quad (2.2)$$

Onde (a^1) é o deslocamento correspondente ao elemento (1), as variáveis $(a_1^1, a_2^1$ e $a_3^1)$ são os deslocamentos associados a cada *nó* e $(u$ e $v)$ sendo as componentes dos deslocamentos para cada *nó*, em um sistema de coordenadas cartesianas (2D).

De acordo com Zienkiewicz e Taylor (2000), para uma estrutura tridimensional com articulação rígida, tem se um número de seis componentes por nó (três componentes de forças e três componentes de deslocamentos). Assim para uma aplicação geral tem-se a Eq. (2.3), onde cada um q_i^e e a_i^e tem o mesmo número de graus de liberdade.

$$q^e = \begin{Bmatrix} q_1^e \\ q_2^e \\ \vdots \\ q_m^e \end{Bmatrix} \quad e \quad a^e = \begin{Bmatrix} a_1^e \\ a_2^e \\ \vdots \\ a_m^e \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

Conhecendo a matriz de rigidez do elemento (K^e), pode-se expressar que estas serão sempre matrizes quadradas, conforme mostra a Eq. (2.4), onde K_{ii}^e , etc., são submatrizes quadradas de dimensão $L \times L$, sendo L o número de componentes de força em cada nó.

$$K^e = \begin{bmatrix} K_{ii}^e & K_{ij}^e & \cdots & K_{im}^e \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ K_{mi}^e & \cdots & \cdots & K_{mm}^e \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Com isso é possível observar na Eq. (2.5) a organização do sistema matricial da equação básica que rege os problemas estruturais, via método dos elementos finitos obedecendo à equação geral $[K]\{a\} = \{q\}$.

$$\begin{bmatrix} K_{ii}^e & K_{ij}^e & \cdots & K_{im}^e \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ K_{mi}^e & \cdots & \cdots & K_{mm}^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_1^e \\ q_2^e \\ \vdots \\ q_m^e \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

Para elementos mais complexos, são necessárias análises mais elaboradas, porém os resultados têm a mesma forma. Pois as relações entre deslocamentos e rotações que são usadas em análise de estruturas rígidas são apenas um caso particular das relações gerais.

O método de solução por integração implícita adota em seu algoritmo uma estratégia muito eficiente para problemas que assumem uma condição de equilíbrio estático, porém muito pesado em termos computacionais. Esta estratégia requer a montagem e a inversão da matriz de rigidez K^e a cada novo incremento o que representa um aumento no tempo de processamento, principalmente para modelos tridimensionais. Para os problemas de conformação de chapa esta estratégia exige um alto custo computacional e a convergência pode não ser garantida devido a possibilidade da matriz de rigidez K^e se tornar não linear, devido as grandes não linearidades existentes no processo.

Entendida a ideia básica de como a formulação matricial no MEF acontece. É necessário obter também uma clara compreensão da análise estrutural do problema. Para este estudo a estrutura tratada aqui é assumida como sendo um meio contínuo por se tratar de uma chapa metálica.

Segundo Azevedo (2003), as estruturas são divididas em dois tipos, estruturas reticuladas, as quais são constituídas por barras prismáticas cuja secção transversal apresenta dimensões muito inferiores ao comprimento do seu eixo, são exemplos treliças, vigas e outros. As estruturas não reticuladas são todas aquelas que não se enquadram na primeira classificação, estas estruturas são estudadas como meios contínuos, tendo como exemplos: placas, cascas e membranas. No âmbito das estruturas reticuladas torna-se particularmente simples explicar o método das forças e dos deslocamentos, que são difíceis de estender aos meios contínuos.

Para que um problema de análise estrutural seja solucionado é necessário conhecer algumas particularidades do problema, tais como o grau de complexidade da geometria, os esforços aplicados e o modelo do material constituinte. A partir destas observações é possível perceber que haverá sempre este três tipos de aspectos que podem ser utilizados na solução do problema em análise. Tais aspectos devem ser bem compreendidos separadamente, são eles:

- *Equilíbrio*: aqui as tensões são relacionadas com os esforços submetidos à estrutura. Neste tipo de aspecto forças inércias podem ser inseridas nas equações de equilíbrio do sistema como se este ainda fosse um sistema estático, isto no caso de acontecer uma perturbação dinâmica da estrutura. As equações de equilíbrio são consideradas lineares quando os deslocamentos são pequenos com relação aos outros termos da equação de equilíbrio (DUARTE, 2007).
- *Compatibilidade*: nestes tipos de abordagens deve-se levar em consideração, a conexão dos elementos com os pontos nodais. Esta união mostra que os nós compartilhados devem apresentar uma compatibilidade de deslocamentos, onde é possível relacionar as deformações com os deslocamentos. A linearidade das equações de compatibilidade se torna possível quando os gradientes de deslocamentos nos nós são relativamente pequenos. Com isto a matriz de rigidez é gerada pela sobreposição das contribuições de cada elemento, o que torna o processo mais padronizado facilitando a manipulação computacional.
- *Modelo constitutivo*: as equações constitutivas são utilizadas para relacionar as tensões com as deformações, estas equações descrevem o comportamento tensão-deformação dos materiais. Tais relações se apoiam exclusivamente na experiência e na observação de evidências experimentais. Aqui, pode-se incluir os materiais que apresentam comportamento elástico-plástico e elástico linear, de acordo com Pezo (2013).

A obtenção de uma solução exata através de um procedimento numérico é impossível, pois nestes métodos são consideradas muitas hipóteses simplificadoras tanto para condições geométricas, de contorno e carregamento e entre outras. Desta forma, a utilização do MEF proporciona a obtenção de uma solução aproximada. Bem como a generalização do MEF permite também sua ampliação a outros problemas contínuos onde se possibilita a formulação variacional.

2.1.2. O Princípio do Trabalho Virtual para Corpos em Equilíbrio

Até agora já foi visto sobre o conceito de elementos finitos mediante sua aplicação elástico linear em mecânica dos sólidos. Agora será apresentado, de maneira resumida, sobre problemas baseados no princípio dos deslocamentos virtuais, este adota que para um corpo

em equilíbrio, o trabalho virtual interno total é igual ao trabalho virtual externo total, conforme mostra a Eq. (2.6). O MEF apresenta o princípio dos deslocamentos virtuais (PDV) como base de suas soluções.

$$\delta W_i = \delta W_e \quad (2.6)$$

Onde, δW_i corresponde ao trabalho virtual interno total e δW_e ao trabalho virtual externo total.

Mais especificamente, para um sistema com n forças aplicadas tem-se a Eq. (2.7):

$$\sum_{i=1}^n (Fr) \times (\bar{u}) = \int_V (Tr) \times (Dv) dV \quad (2.7)$$

De onde se tem que, Fr correspondem às forças reais, \bar{u} aos deslocamentos virtuais, Tr as tensões reais e Dv as deformações virtuais.

Assim, de forma simples o PDV estabelece que o trabalho realizado pelas tensões internas na deformação virtual do corpo é igual ao trabalho realizado pelas forças externas nos deslocamentos virtuais dos seus pontos de aplicação, utilizando o produto das forças reais e os deslocamentos virtuais (\bar{u}). É importante lembrar, que nesta aplicação os deslocamentos e as deformações são impostos.

Contudo o autor Aragão (2002) afirma que é importante perceber que quando o princípio dos deslocamentos virtuais é satisfeito, os três requisitos fundamentais dos corpos em equilíbrio também são satisfeitos:

- O equilíbrio é satisfeito porque o PDV pode ser definido a partir das equações de equilíbrio;
- A compatibilidade dos deslocamentos é assegurada porque o campo dos deslocamentos é contínuo e satisfaz as condições de contorno;
- As relações tensões-deformações são asseguradas porque as tensões foram deduzidas a partir da lei Constitutiva (Lei de Hooke, por exemplo).

O princípio do trabalho virtual é uma ferramenta poderosa que o MEF utiliza em seu

código, para solucionar problemas estruturais. Este conceito é facilmente encontrado na literatura, que diz que a energia potencial total de um sistema elástico será mínima quando o sistema estiver em equilíbrio.

O Princípio da Energia Potencial é aplicável em corpos deformáveis e em equilíbrio estático. Aqui neste trabalho não se entrará neste mérito, visto que a ideia fundamental é situar o leitor sobre o que se trata o trabalho.

2.1.3. Análise pelo MEF

Na indústria de conformação de chapas metálicas os produtos devem ter uma ótima qualidade e acabamento, porém muitas das vezes estes produtos apresentam falhas. Na maioria das vezes estas falhas são resolvidas pelo método de “tentativas e erro”, resultando em aumento dos custos de produção e dos prazos de entrega.

O método de análise por elementos finitos surgiu como uma poderosa ferramenta para prever o comportamento de projetos, processos de fabricação, fenômenos física e etc. Para o caso de processos de fabricação, este elimina o método prático “try out”, identificando as possíveis falhas existentes no processo através de uma análise numérica. Como base para o estudo de um problema físico qualquer, a Fig. 2.2 apresenta, em forma de fluxograma, o resumo do processo da análise por elementos finitos.

Muitos problemas físicos para serem solucionados, podem ser modelados por um conjunto de equações diferenciais que rege o problema. Estes modelos matemáticos são compostos de algumas considerações, ou seja, hipóteses que simplificam o problema. Uma vez que o MEF resolve este modelo matemático e os resultados são interpretados, pode-se então considerar uma otimização deste modelo afim de que se obtenha uma melhor acuracidade na solução do problema. Ainda com base na Fig. 2.2 pode-se observar que o MEF não depende somente das condições físicas do problema, mas também de vários outros parâmetros, tais como: tipo de elemento usado, densidade da malha, propriedades /lei constitutiva do material, formas geométricas, condições de carregamentos dentre outros.

Uma vez conhecido o processo de análise por elementos finitos é necessário também ter uma compreensão sobre as três etapas distintas do método, são elas: pré-processamento, processamento e pós-processamento. Esta divisão facilita a localização de possíveis problemas nos resultados simulados.

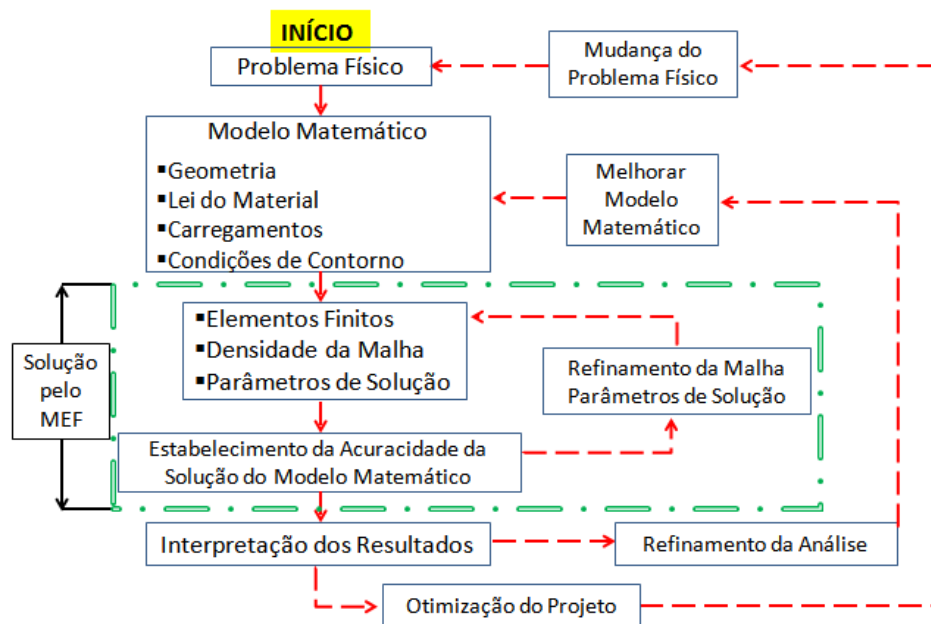


Figura 2.2 – Fluxograma do processo de análise por MEF (Adaptado de BATHE, 1996).

2.1.4. Etapa de Pré-Processamento

O pré-processamento no MEF se dá a partir, do estudo, análise do problema físico, onde se deve ser identificado algumas informações quanto ao problema a ser solucionado, tais como, condições iniciais, condições de carregamentos, condições de contorno, assim como a escolha das propriedades dos materiais e da geometria do problema.

É nesta etapa, que a estrutura em análise deve ser discretizada em vários elementos, ou seja, deve ser dividida na forma de uma *malha*. Assim é feito a modelagem do fenômeno, assumindo hipóteses, tornando o problema mais simplificado. Porém para obter resultados, mais coerente é preciso fazer uma escolha do melhor tipo de elemento que se ajuste a geometria do modelo. Como exemplo de discretização, a Fig. 2.3 mostra um modelo com geometria irregular que após ser malhado, possui um total de 379 elementos triangulares com 223 *nós* interligando estes elementos entre si, percebe-se ainda que a malha utilizada é do tipo não estruturada que melhor se adapta à geometria do modelo.

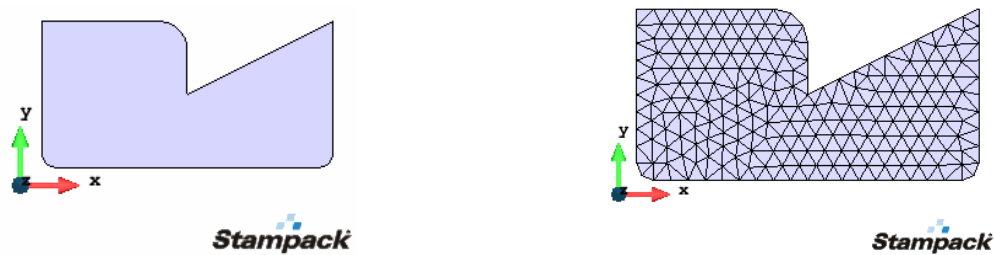


Figura 2.3 – Malha de elementos finitos sobre a superfície de um modelo plano.

2.1.5. Etapa de Processamento

Para que o problema seja solucionado através do MEF, é necessário que se defina ou configure o tipo de análise desejada, ou seja, utilizando equações lineares ou não lineares, entre outras configurações para assim se obter os valores numéricos dos dados deslocamentos nodais.

Aqui é onde se inicia o processo de resolução do problema em análise. Nesta etapa não há muita interferência do usuário de um código MEF, quando o código é um programa comercial. Geralmente estes códigos são baseados em algoritmos numéricos que visam solucionar de maneira mais prática e acurada uma equação diferencial com condições de contorno impostas pelo modelo.

A característica modular existente no MEF, o torna um método muito robusto, pois esta sua natureza modular permite a criação de vários módulos dentro de um mesmo software, onde é possível obter resolução desde problemas simples (lineares) até a solução de problemas complexos (não lineares).

Este caráter modular também permite interromper e reiniciar a análise em qualquer estágio do problema. Assim durante a análise é possível diagnosticar alguns erros, exemplo, se o número máximo de interações de equilíbrio para se atingir a convergência não for satisfeito, esta solução é abortada. Ou ainda podem surgir avisos durante a solução do problema indicando inconsistências nos cálculos.

O principal objetivo desta etapa é observar, verificar se a estrutura, problema em estudo pode ou não ser solucionado, ou seja, se a simulação vai convergir. É importante lembrar que a acuracidade das respostas ou resultados, depende também da capacidade de entender o fenômeno em estudo e prever alguns resultados esperados.

2.1.6. Etapa de Pós-Processamento

Após a solução ser finalizada, pode-se então usufruir dos recursos de análise dos resultados do problema solucionado através do MEF. Nesta etapa é apresentado o resultado básico obtido pelo MEF, que é o deslocamento dos pontos nodais no modelo. E a partir destes deslocamentos é possível se obter as deformações e a partir destas tem-se o campo de tensões. Assim consegue-se obter os resultados provenientes do conjunto de solução da equação diferencial que descreve o problema físico em estudo.

Alguns programas disponibilizam não apenas resultados numéricos, mas também gráficos obtidos na simulação, bem como se pode utilizar o recurso de criar uma animação do processo. Além dos resultados quantitativos regulares (deslocamentos, deformações e tensões), alguns programas fornecem também resultados qualitativos de análise, como por exemplo, o resultado mostrado na Fig. 2.4 que proporciona a análise da zona de segurança (*safety zone*) de uma peça estampada. Este resultado classifica a qualidade das diferentes regiões da peça deformada. Este é um dos resultados qualitativos fornecido pelo programa STAMPAK[®].

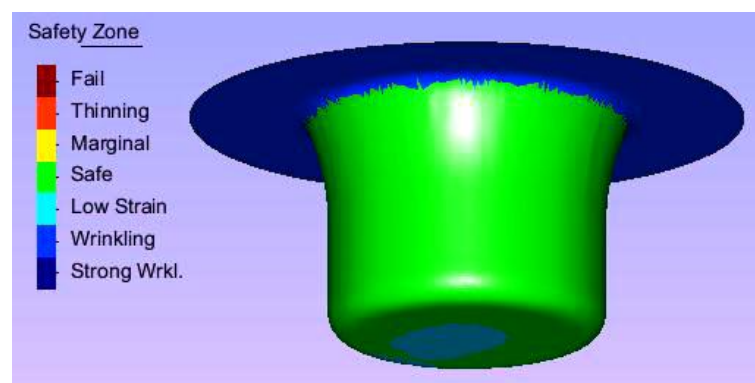


Figura 2.4 – Resultados para zona de segurança de uma peça estampada (AKBAYIR, 2013).

Com esses recursos implementados numericamente pode-se fornecer uma estimativa da solução de um problema real com características complexa em um tempo de simulação aceitável, otimizando assim o tempo de desenvolvimento de projetos sujeitos a carregamentos estáticos, dinâmicos e outros. Enfim a avaliação feita nesta etapa consiste em verificar a qualidade dos resultados obtidos. Estes mesmos resultados podem ser apresentados de várias maneiras.

É válido ainda lembrar que por se tratar de um método de solução aproximada, existe a

possibilidade de se obter resultados distorcidos, isto varia de acordo com a malha projetada para o modelo. Por isto que nos métodos computacionais é imprescindível a validação dos resultados com valores experimentais ou resultados confiáveis da literatura.

2.2. Solução de Problemas Dinâmico Não Linear

No processo de estampagem de chapas metálicas, para o caso de solução através do MEF, tem-se que este mesmo se refere a um problema dinâmico não linear, devido aos grandes deslocamentos e grandes deformações existentes neste processo de conformação. Em outras palavras tem-se que, as equações governantes para problemas de grande deformação de continuidade são não lineares. A fim de obter resultados deste tipo de problema é necessário encontrar uma solução das equações não lineares em relação ao tempo.

Segundo Duarte (2007) a escolha da ferramenta mais adequada para a simulação numérica é de uma importância única, bem como a capacidade de compreensão da natureza do problema a ser simulado pelo método de solução (explícito ou implícito) escolhido. Além disto, é necessário que se conheça, as limitações das ferramentas de simulação escolhida.

Os métodos de solução no tempo do sistema de equações não lineares que se obtém pela discretização espacial usando elementos finitos, fornecem algumas orientações ou análise quanto à estabilidade ou instabilidade que se pode esperar nos cálculos e soluções destas equações.

No começo deste capítulo se falou que o método de solução explícito e implícito. Segundo Guidi (2009) o método explícito tem como base em sua solução a equação de equilíbrio dinâmico já o método implícito assume uma condição de equilíbrio estático em sua simulação.

Então se sabe que o método de solução explícito vai ser naturalmente mais instável do que o método de solução implícito, isto se dá pelo fato de que os fenômenos dinâmicos são mais instáveis do que os estáticos, devido ao comportamento do material e ao fato das propriedades dos materiais poderem variar com a taxa de deformação. Para o método explícito se tornar estável é necessário dividir o processo em passos de tempo muito pequenos.

Em um problema não linear, como é o caso do processo de estampagem em chapa, que envolve colisões, contato, atrito e grandes deslocamentos em seu processo, pode-se usar a Eq. (2.8) para representar o modelo discretizado. Este modelo está relacionado a discretização

temporal e espacial. Estas discretizações geralmente ocorrem com base na expansão de Taylor.

$$M \cdot \ddot{u} + f^{int}(u, \dot{u}) = f^{ext}(u, t) \quad (2.8)$$

A Equação (2.8) representa o sistema de equações do movimento de um corpo contínuo, onde o M é a matriz de massa do sistema, u é o vetor deslocamento, \dot{u} vetor velocidade e \ddot{u} é o vetor aceleração, $f^{int}(u, \dot{u})$ corresponde as forças internas e $f^{ext}(u, t)$ indicam as forças externas que atuam no corpo/estrutura. A solução para tais equações pode ser obtida por métodos padrões de solução de equações diferenciais. Entretanto, quando a ordem das matrizes for muito grande, a solução do sistema se torna complexa. Para este tipo de problema usa-se o método alternativo para solução de equações, integração direta no tempo.

2.2.1. Integração Explícita no Tempo

A solução de um conjunto de equações que governam um problema físico é resolvida através de derivações, sabe-se que este não é um trabalho complexo, claro que isto depende do problema em análise, pois em alguns casos as soluções por métodos exatos e analíticos são impossíveis de serem encontradas. Sabendo desta dificuldade, então se utiliza formas alternativas para encontrar as soluções deste problema, através dos métodos de aproximação numéricos. Para a solução de simulação de processos de conformação geralmente se utiliza o método de solução por integração explícita no tempo, por se tratarem de problemas que envolvem contato e grandes deformações, (BELYTSCHKO et al., 2000).

A integração no tempo consiste em passos de tempo (*time step*) que, pela velocidade, transformam-se em incrementos de deslocamentos, ou seja, o método de integração tem como principio básico, fazer aproximação das acelerações e velocidades em função apenas dos deslocamentos. Para o caso da integração explícita no domínio do tempo, tem-se que o procedimento mais utilizado para solução é o método das diferenças centradas.

A integração direta do sistema é obtida através de uma discretização do intervalo de tempo de interesse, solucionando o sistema em apenas alguns instantes, através de incrementos de tempo. Isto significa que o tempo de simulação é subdividido em intervalos de tempo, ou passos de tempo Δt_n empregado na integração das equações de movimento, onde n

indica o número de passos de tempo utilizado para resolução do problema. O início da simulação começa com $n = 0$, então para o cálculo do passo seguinte tem-se t_{n+1} , onde este termo é determinado pela soma da iteração anterior t_n mais um fator Δt_{n+1} relativo ao novo instante de tempo, resultando em um próximo passo de tempo $t_{n+1} = (t_n + \Delta t_{n+1})$.

A partir da Eq. (2.8) DUARTE, 2007, demonstra como encontrar as acelerações Eq. (2.9), as velocidades Eq. (2.10) e os deslocamentos Eq. (2.11) de um determinado ponto nodal. Sendo que estes resultados necessários para a determinação de $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{f}^{int}\}$ e $\{f^{ext}\}$, que são obtidos ao longo de cada passo de tempo incrementado. Isto garante que o método de integração explícita seja condicionalmente estável, resultando em uma solução numericamente estável.

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{M} (F^{ext}(u, t)_n - F^{int}(u, \dot{u})_n - C\dot{u}_n) \quad (2.9)$$

$$\dot{u}_{n+1/2} = \dot{u}_{n-1/2} + \frac{1}{2} \ddot{u}_n (\Delta t_{n-1} + \Delta t_n) \quad (2.10)$$

$$u_{n+1} = u_n + \dot{u}_{n+1/2} \cdot \Delta t_n \quad (2.11)$$

Onde o termo $C\dot{u}$ representa a componente de amortecimento.

Com o uso do algoritmo das diferenças finitas para solução do método explícito, tem-se uma grande vantagem a qual permite que a matriz de massa seja diagonal, ou seja, desde que, M seja diagonal, u_{n+1} pode ser determinado sem que haja necessidade de resolver um sistema de equações algébrico, pois a inversão da matriz diagonal se torna simples o suficiente para que haja economia de tempo computacional na resolução da equação, demandando assim de menos recursos computacionais.

As soluções explícitas se caracterizam pela não necessidade de efetuar operações com a matriz de rigidez na sua forma inversa. Entretanto, por razões de estabilidade, estes tipos de solução utilizam passos de tempo menores, ou seja, são condicionalmente estáveis. Então se deve atentar para esta restrição, pois quando o passo de tempo (*time step*) Δt for maior que o passo de tempo crítico Δt_{cr} , pode ocorrer oscilações numéricas nos cálculos do problema, que eventualmente pode levar a uma solução errônea do modelo em análise.

O software STAMPACK[®] possui solução por integração explícita no domínio do

tempo que envolve uma discretização automática. Isto significa que a cada passo de tempo, o programa STAMPACK[®] calcula um novo passo de tempo Δt , garantindo que esse valor sempre estará abaixo do valor crítico Δt_{cr} de acordo com a Eq. (2.12) produzindo uma solução numericamente estável.

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} \quad (2.12)$$

Sendo o tempo crítico é calculado de acordo com a Eq. (2.13):

$$\Delta t_{cr} = \frac{L}{c} \quad (2.13)$$

Onde L é o comprimento característico do menor elemento e c é a velocidade de propagação do som no material, dada pela Eq. (2.14):

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.14)$$

Na Equação (2.14) "E" é o módulo de elasticidade e "ρ" a massa específica do material. Substituindo a velocidade na equação do tempo crítico, conclui-se que quanto maior a massa específica do material, maior será o passo de tempo crítico e conseqüentemente menor será o tempo computacional (de CPU) da simulação e que uma maior rigidez do material provoca o efeito contrário, diminuindo o passo de tempo crítico. Uma forma alternativa de reduzir o tempo de cálculo pode ser conseguida aumentando a velocidade do processo (como por exemplo, na simulação de conformação pode-se aumentar a velocidade do punção), porém esta manobra pode conduzir a resultados não realísticos devido à existência de problemas dinâmicos.

2.2.2. Integração Implícita no Tempo

Na seção anterior foi visto que a solução explícita no tempo utiliza o método das diferenças centradas no tempo para fazer uma aproximação da aceleração e velocidade. Além disto, este método utiliza normalmente o método de Newmark para estabelecer as equações de

equilíbrio.

Nos métodos implícitos, as velocidades e acelerações no tempo (t), podem ser descritas em função apenas dos deslocamentos. Assim as variáveis nodais dos deslocamentos no tempo presente ($t + \Delta t$) são encontradas através da condição de equilíbrio no tempo passado (t). Quanto à estabilidade dos métodos da família de Newmark, estes possuem parâmetros numéricos que controlam a estabilidade do algoritmo, devido ao incremento de maiores passos de integração no tempo (Δt).

No esquema de integração de tempo implícito, as equações de equilíbrio são tratadas de forma acoplada, resultando em grandes sistemas de equações para serem resolvidos em cada intervalo de tempo. Quando o sistema de equações aumenta no tempo (muitos intervalos) e no espaço (muitos locais) o problema pode ter grandes dimensões computacionais, fazendo com que esta solução necessite de grandes recursos computacionais. Outro fator que implica a necessidade de um grande recurso computacional é o fato de o método utilizar escalonamento de matriz, o que pode ser oneroso para problemas de grande porte. Segundo o autor Almeida (2012), o emprego de passos de tempo maiores garante a eficiência desses métodos em problemas dominados por respostas de baixa frequência.

O método implícito possui uma ideia de um algoritmo corretor, ou seja, existe uma rotina de cálculos que são efetuados, estes só são finalizados quando os resultados de forças residuais forem suficientemente pequenos dentro de uma determinada tolerância. Sendo este critério não satisfeito, então se tem que o problema divergiu. Os critérios de tolerâncias apresentam como objetivo a intenção de garantir estabilidade e acuracidade dos valores na integração no tempo. Para consultar sobre o desenvolvimento das formulações matemática, consultar Bathe (1996) e Nafems (1992).

Este item foi estudado como complemento para verificar quais as vantagens e limitações de cada método de solução. Pois para este trabalho foi utilizada a solução dinâmico-explicita esta solução já está incorporada no algoritmo do programa STAMPACK[®], com o qual foram realizadas as simulações para o problema em estudo.

2.2.3. Vantagens e Desvantagens dos Métodos

Estes dois métodos apresentam vantagens e desvantagens particulares, que devem ser conhecidas a fim de saber qual o melhor método para solução do problema indicado.

O uso do método de Taylor-Galerkin, assim com de todos os esquemas explícitos

existentes, implica no uso de passos de tempo muito menores, impondo uma enorme demanda de capacidade computacional. Para o caso de simulação de conformação de chapas o método explícito contém uma solução mais próxima da solução real, isto para visualização de defeitos, como rugas e trincas na peça.

Na abordagem implícita, o método de Newmark é incondicionalmente estável, onde se pode fazer o uso de grandes passos de tempo sem comprometer a convergência da simulação. Apesar disto, o algoritmo implícito demanda de grande esforço computacional devido ao método fazer o uso da inversão de matriz (de rigidez).

Aparicio Sánchez (2001) relata em seu trabalho, quais são as principais vantagens e desvantagens para os dois métodos (implícito e explícito) de integração numérica, que os programas de elementos finitos utilizam.

- Vantagens do algoritmo implícito:
 - Não depende do tamanho do passo de tempo “*time step*” para convergência;
 - A solução do problema é natural e completa;
- Desvantagens do algoritmo implícito:
 - Necessita de mais recursos computacionais: mais memória;
 - É mais lento;
 - Em situações especiais a matriz de rigidez tende à instabilidade elástica;
- Para o algoritmo dinâmico explícito tem-se como vantagens:
 - Algoritmo mais simples de programar e robusto;
 - Requer menos memória que o algoritmo estático implícito;
 - Pode ser paralelizado;
 - Apresenta bom desempenho para instabilidade da rigidez
- Já as desvantagens do algoritmo dinâmico explícito são:
 - Algoritmo é condicionalmente convergente;
 - Necessidade de passos de tempo extremamente pequenos, para convergência.

Com tudo isto, ainda não é possível dizer qual é o melhor e o mais preciso método de integração numérica, pois, a escolha do melhor tipo de solução, depende da característica do problema a ser analisado.

2.3. Elementos Finitos de Casca

Nesta secção descreve-se de maneira sucinta, os fundamentos e formulações dos elementos finitos do tipo casca, aqui se dará atenção a este tipo de elemento, devido ao problema aqui tratado, estampagem chapa fina. O MEF permite simplificações onde uma chapa fina pode ser considerada como casca. Este tipo de elemento é usado apenas para simulações de chapas finas ou tubos de parede fina, onde as dimensões na superfície da chapa ou do tubo são muito maiores do que a sua respectiva espessura.

Simplificações para este tipo de elemento vêm sendo muito utilizada e estudada para simulação de processos de conformação mecânica onde pesquisadores buscam soluções que resultem em respostas cada vez mais aproximadas ao real comportamento destas peças, aliado a redução do tempo computacional quando equiparado aos elementos do tipo sólido.

Modelos baseados em lâminas (cascas) que incluem os efeitos de membrana e flexão para geometrias de revolução foram desenvolvidos por Oñate e Zienkiewicz (1983). Para conformação plana, isto é quando a espessura é muito fina, para estes casos, se faz a consideração de que os efeitos de membrana e flexão são independentes de acordo com o estudo da teoria de placas e pelo estudo da teoria elasticidade do estado plano, onde não há tensão na direção normal σ_{zz} .

De acordo com Bathe (1996), a formulação do elemento de casca é constituída pela superposição dos comportamentos de flexão de placas e tensões de membrana. Quando se faz o uso do elemento de casca, é notória a diferença computacional que passa a existir entre o elemento de casca e o sólido. Analisando em termos das coordenadas naturais, esta diferença se dá com respeito à integração numérica, observando a Fig. 2.5 (b), nota-se que a integração numérica é feita somente nos planos médios dos elementos nas direções r e s , enquanto que na Fig. 2.5 (a), a integração também ocorre na direção t , perpendicular ao plano.

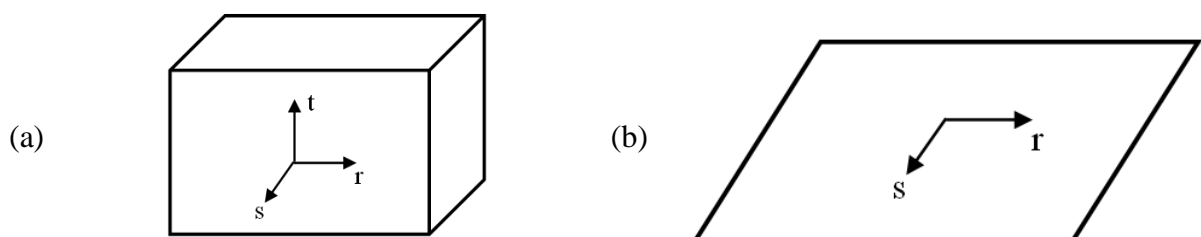


Figura 2.5 – Elemento finito sólido (a); Elemento finito de casca (b).

Visando obter melhores resultados em menor tempo (de CPU), em simulações de processos de conformação de chapa fina através da utilização de elementos de casca, Oñate e Cervera (1993), desenvolveram uma metodologia geral com base em volumes finitos para derivar elementos finitos de placa fina sem graus de liberdade para rotação.

2.3.1. Elemento Finito BST Utilizado pelo STAMPACK[®]

Para se obter uma visão geral das características do elemento BST (*Basic Shell Triangle*), utilizado no STAMPACK[®] para simulações de conformação de chapa, será exposto aqui a formulação básica deste elemento bem como suas vantagens e as suas principais dificuldades. Com o intuito de fornecer uma compreensão das consequências dos resultados e procedimentos teóricos que são descrito posteriormente neste trabalho.

O autor Wheel (1996) considera os pesquisadores Oñate e Zienkiewicz como sendo os primeiros que estimularam o estudo do uso do método de volumes finitos, aplicados a problemas de elasticidade plana, com ênfase nas distribuições de tensões e deformação, que surgiram em meados de 1990. A partir de então surgiram diversas pesquisas voltadas para problemas de placas e cascas.

Cendoya et al.(1997), equipara as simulações de conformação de chapa fina que utiliza elementos de membrana com as formulações que utiliza elementos de casca, onde se considera os efeitos de membrana e flexão. Com isto o autor notou que quando se faz o uso de elementos de membrana há uma significativa economia de tempo (de CPU).

A procura por formulações de elementos de casca que resultasse em um combinado de menor tempo simulação (CPU) com resultados coerentes fez surgir um elemento, chamado de BST (*Basic Shell Triangle*). Este elemento surgiu da junção de outros dois tipos de elementos, o BPT (*Basic Plate Triangle*) elemento triangular com três nós e CST (*Constant Strain Triangle*) elemento com campo de deformação constante. Com a compilação destes dois elementos em um só elemento, o BST conseguiu com que o comportamento da membrana, seja modelado conforme a deformação constante do elemento triangular, onde este detalhe garante uma otimização no tempo de cálculo nos processamentos das simulações numéricas. Para maiores detalhes sobre formulação BST ver Cendoya et al. (1997) e Oñate e Zienkiewicz (1983) que descrevem detalhadamente a formulação destes elementos.

O elemento BST se difere dos demais elementos tradicionais, devido aos efeitos de membrana e de flexão de placas poderem ser representados todos juntos, este é o principal

atrativo do elemento BST. Entretanto esta formulação apresenta outras vantagens, tal como a facilidade de programação, uma vez que na matriz de massa concentrada são consideradas apenas as massas de translação conectada a cada nó.

A Figura 2.6 mostra a geometria do elemento de casca BST, onde se tem que o elemento (e) é o centro da discretização e que i, j, k corresponde à numeração escolhida para os nós globais. Para mais detalhamento desta nova formulação de lâmina delgada, bem como a demonstração de sua formulação, consultar Cendoya et al. (1997),

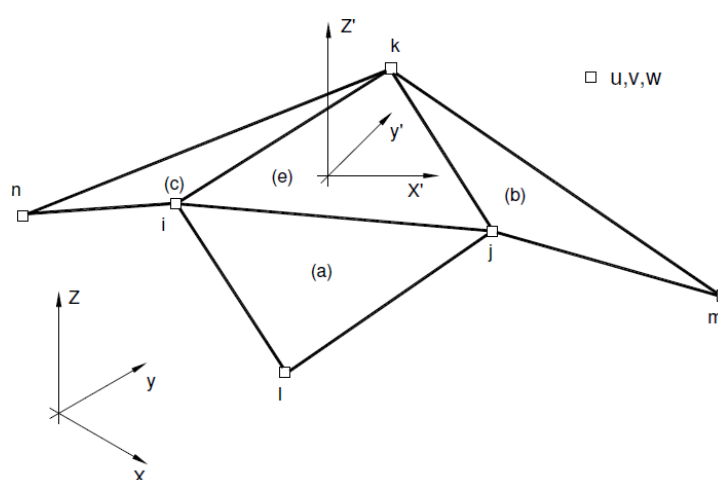


Figura 2.6 – Elemento de casca BST (Cendoya et al. 1997).

Em um de seus trabalhos Oñate et al. (2002), fala que a eficiência do elemento BST para a análise transiente não linear de cascas usando um esquema de integração dinâmica explícita, é aplicado com mais frequência para problemas de estampagem, prevendo imperfeições na estrutura simulada devido as tensões e deformações.

Assim o problema de estampagem de chapa metálica fina estudada neste trabalho, é um problema ideal para uso deste tipo de elemento, isto tanto para o ponto de vista computacional, como de análise de resultados.

2.4. Particularidade da Malha de Elementos Finitos via STAMPACK®

Neste item se descreve brevemente sobre o conjunto de elementos utilizados na discretização de problemas no STAMPACK®, entendida com malha de elementos finitos, bem como sobre a importância de se ter a construção de uma boa malha, a fim de evitar problemas nos cálculos e na obtenção de bons resultados para o modelo em análise.

A qualidade dos resultados de simulação do software está relacionada de modo direto ao tipo de elemento finito usado na discretização do modelo bem como à quantidade de elementos que compõe a malha. Pois o programa usa em suas formulações o método de solução explícita.

Quanto à classificação dos tipos de malha no STAMPACK[®], estas podem ser divididas em *malha* estruturada Fig. 2.7 (a), onde os elementos são dispostos em famílias de linhas para geometrias regulares, e a não estruturada Fig. 2.7 (b), esta utilizada para geometrias mais complexas, onde as dimensões dos elementos variam para acompanhar melhor a geometria.

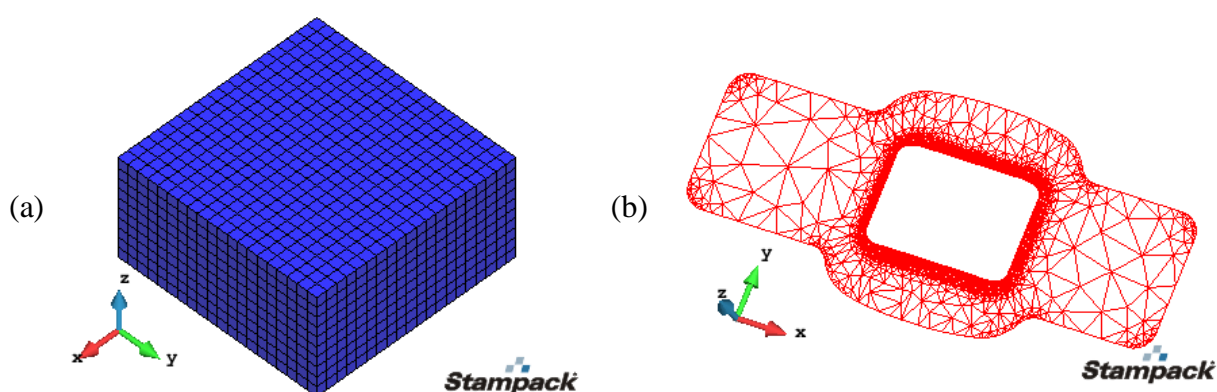


Figura 2.7 – Discretização estruturada (a); Discretização não estruturada (b).

No momento da geração da *malha*, as combinações de tamanhos de elementos utilizados podem ser bem grandes e aqui se deve ter o cuidado com a razão de aspecto (*aspect ratio*). Esta relação mede a razão entre a altura e largura do elemento ($AR = H/L$). É recomendado, evitar uma razão de aspecto elevada, pois estes elementos com geometria pontiaguda ou estreitos demais, influenciam diretamente nos resultados finais do modelo bem como em problemas de contato. O manual do STAMPACK (2003) recomenda que o valor da razão de aspecto esteja contido em um intervalo de 0,5 e 1.

Antes de definir o tamanho do elemento, é preciso lembrar que o tamanho do menor elemento, afeta o tempo final de cálculo, conforme mostrado na Eq. (2.13). Assim é recomendado o uso de uma malha mais grosseira como uma primeira aproximação e para a obtenção de resultados de simulação rápidas. E uma malha mais refinada deve ser usada para obter resultados mais precisos, porém utilizando mais tempo de processamento (CPU).

Levando em conta todos estes argumentos, é necessária uma atenção redobrada para com a configuração da malha a ser utilizada no problema. Além do exposto anteriormente,

sabe-se também, que o tamanho do elemento da malha é uma das condições que afeta diretamente o algoritmo de contato, que por sua vez afeta a estabilidade dos cálculos e a convergência da solução.

2.5. Problemas de Contato e Algoritmo de Contato no STAMPACK[®]

Os processos de conformação de metais são altamente não lineares, desde o ponto de vista mecânico, como geométrico e ainda como as condições de contorno (grande interação de contato). Nesta seção faz-se uma breve introdução á análise dos problemas de contato que aparecem como consequência das interações de dois ou mais sólidos em contato e também um resumo de como funciona o algoritmo de contato no STAMPACK[®].

A análise do contato se dá em duas fases distintas, onde na primeira fase acontece à busca e identificação dos pontos de contato produzidos e posterior a isto, aplica-se a formulação do problema pela análise do MEF, verificando assim as condições de impenetrabilidade, garantido que não se produzam penetrações entre as regiões envolvidas no contato.

O MEF é uma metodologia que permite a descrição aproximada do comportamento de um problema físico, tendo por base a determinação numérica. A formulação computacional dos problemas de contato no elemento finito se trata de estratégias numéricas que permitem introduzir as restrições de contato e os elementos finitos de contato, no programa.

A literatura cita a existência de vários modelos matemáticos estabelecidos, que leva em consideração o contato entre dois sólidos, os mais usados são: o Método de Penalidade, que consisti em verificar as restrições por uma aproximação; o Método de Multiplicadores de Lagrange, onde as restrições de contacto são verificadas de forma exata através do uso dos multiplicadores de Lagrange; e o Método de Lagrange Aumentado, que segundo o autor Bandeira, et al. (2010) trata-se de um método voltado para problemas com grandes pressões de contado nas interfaces, este foi criado a partir da união do Método de Penalização com dos Multiplicadores de Lagrange.

O algoritmo de contato do STAMPACK[®] é baseado no método de penalização, onde as restrições de contato são verificadas mediante a uma aproximação. Ainda tratando das características deste software, tem-se que o mesmo considera duas alternativas para tratar do problema de contato, sendo uma alternativa, considerar contato de corpos deformáveis com corpos rígidos e a outra, como sendo a interação entre dois corpos deformáveis.

Em seu livro Belytschko et al. (2000), considera uma região Γ^c da interseção das superfícies de dois corpos Ω^A e Ω^B , esquematizado na Fig. 2.8, onde o corpo Ω^A entra em contato com uma superfície rígida ou com outro corpo elástico Ω^B . Para este caso a interação de corpo mestre Ω^A e escravo Ω^B pode ser modelada através de um algoritmo de contato.

O software STAMPAK[®] necessita da identificação das superfícies dos corpos que estão ou estarão em contato durante a simulação para assim poder obter solução dos problemas de contato. Então, tem-se que a superfície mestre é quem conduz a aplicação do contato, uma vez que este é quem irá definir o comportamento da superfície escrava durante a simulação. Neste trabalho, a superfície escrava escolhida foi sempre a chapa (*blank*) enquanto as ferramentas de estampagem foram escolhidas como superfícies mestre.

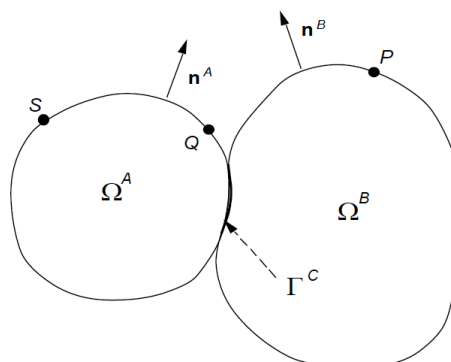


Figura 2.8 – Modelo do problema de contato (BELYTSCHKO et al., 2000).

Em resumo, o algoritmo de contato do STAMPAK[®], realiza apenas duas operações, a primeira de identificação, ou seja, o código faz uma procura por contatos existentes e a segunda operação refere-se aos cálculos das forças de contato, que devem ser calculadas para controlar a penetração dos *nós* escravos na superfície mestre, conservando assim a convergência do problema em estudo com resultados coerentes.

De forma geral, é necessário garantir que na região de contato entre as duas superfícies, não aconteça interpenetração de um corpo com o outro, para assim não existir problemas de contato durante a simulação. Para maiores detalhes sobre a condição de interpenetração para corpos em contato e para o desenvolvimento da expressão de contato com penetração ver Wriggers (1995).

Para simulação de processos de estampagem assim como outros tipos de simulações é necessário levar em consideração os efeitos do atrito, ou seja, incluir no algoritmo de contato o efeito do atrito. O software STAMPAK[®], utilizado neste trabalho, utiliza o modelo de

contato baseado na lei de Coulomb.

Este modelo produz um deslizamento relativo entre dois corpos quando a tração tangencial de atrito se iguala ao produto entre o coeficiente de atrito e o valor absoluto da tensão normal. A lei de Coulomb para atrito tem sua origem do movimento de um corpo sobre uma superfície rígida.

Para resolução numérica de problemas de contato através de elementos finitos, a equação do trabalho virtual é discretizada e, por conseguinte as condições de contato entram na equação final do trabalho virtual como condições de contorno do problema.

A equação de equilíbrio dinâmico, descrita pelo principio de trabalho virtual (Eq. 2.15), é o ponto de partida que o software STAMPACK[®] utiliza para resolver problemas pelo MEF, (STAMPACK, 2003).

$$\underbrace{\int_V \delta \varepsilon^T \cdot \sigma dV}_{\text{Forças Internas}} - \underbrace{\int_V \delta u^T [-\rho \ddot{u} - C \dot{u}] dV}_{\text{Termos Inerciais}} - \underbrace{\int_V \delta u^T \cdot b dV}_{\text{Forças de Corpo}} - \underbrace{\int_S \delta u^T \cdot t dS}_{\text{Forças de Contato}} = 0 \quad (2.15)$$

Onde V é o domínio volumétrico de integração, S é a superfície de contorno, ε , as deformações, σ , as tensões, b , as forças de corpo, t , as forças de contato e \ddot{u} , \dot{u} , e u são os campos de aceleração, velocidade e deslocamento do sólido.

Visto que a condição de contato é muito importante para solução do problema, deve-se então, tomar alguns cuidados que ajudam nos problemas de contato, tal como, o tamanho do elemento deve ser coerente para as duas superfícies com possibilidade de entrar em contato. Outro cuidado, que já foi dito anteriormente, é garantir a condição da superfície mestre pertencer ao corpo rígido do problema. Informações adicionais, sobre a formulação de elementos finitos aplicados a problemas de contato e atrito, podem ser encontradas em BELYTSCHKO et al. (2000).

CAPÍTULO III

TEORIA DE SIMILITUDE EM ENGENHARIA

3.1. Introdução

Neste capítulo, são apresentados os principais fundamentos e conceitos da teoria de similitude. Esta teoria foi utilizada na metodologia desenvolvida neste trabalho, que faz associação das técnicas de similitude com simulações numéricas via MEF. Com o uso desta teoria é possível definir o tipo de relação existente entre os parâmetros compreendidos em um fenômeno físico real e os parâmetros de um modelo que guarda uma similaridade com o fenômeno real. No caso deste estudo a teoria será aplicada em simulações de estampagem de chapas metálicas.

A teoria de similitude trata dos princípios que governam o fenômeno, a construção e a interpretação dos resultados dos testes em modelos. Esta teoria inclui considerações sobre as condições nas quais o comportamento de dois sistemas físicos distintos (real e modelo) podem ser semelhante, e como obter resultados precisos de um, mediante observações feitas no outro (Murphy, 1950). Resumindo, a similitude possibilita a obtenção de um modelo/sistema análogo que representa algumas características observadas em um sistema real.

As principais aplicações da teoria de similitude em engenharia estão na área de mecânica dos fluidos, mecânica dos sólidos, na engenharia aeroespacial e naval. Nestas aplicações, a grande maioria dos problemas é complexa (geometria com grande escala). Procurando simplificar, reproduzir e analisar os fenômenos físicos existente nestes problemas faz-se o uso da teoria de modelos, propondo a construção de modelos em uma escala reduzida semelhantes ao protótipo, facilitando assim o processo de análise e interpretação de um fenômeno qualquer (em escala real).

Em seu livro, Emori e Schuring (1977) mostram que a reprodução em escala de fenômenos físicos pode ser vantajosa por quatro fatores: primeiro, quando o problema tratado é muito complexo ou pouco conhecido, sendo necessárias informações empíricas para uma

abordagem analítica; segundo, os modelos reduzidos possibilitam a redução do sistema a proporções que facilitam o seu manuseio; terceiro, permitem uma redução no tempo gasto no estudo; e, quarto, proporciona uma maior compreensão do fenômeno analisado.

Análise dimensional é uma técnica utilizada na teoria da similitude, permitindo a avaliação de problemas de engenharia complexos por meio de modelos representativos em escala, tornando assim os resultados da análise mais simples de estudar/entender. Além disso, esta teoria se preocupa com as condições que permitiriam considerar dois sistemas físicos distintos como se fossem similares.

Os modelos podem ser ou não similares. Para um modelo ser dito similar é necessário que os dois sistemas obedeçam alguns critérios. Os seguintes critérios são necessários para atingir similitude e representar tipos de semelhança física:

- Semelhança Geométrica – É o primeiro requisito para o modelo e protótipo (real) serem geometricamente semelhante. O modelo e protótipo devem ter a mesma forma, e as suas dimensões devem ser alteradas proporcionalmente, ou seja, são modificados por um fator de escala constante.
- Semelhança Cinemática – O segundo requisito é para o modelo e protótipo serem cinematicamente similar. A fim de satisfazer esta condição, as velocidades e acelerações em qualquer ponto do modelo devem ser proporcionais (por um fator de escala constante) e ter as mesmas direções.
- Semelhança Dinâmica – Para se alcançar a semelhança dinâmica, todas as forças em pontos correspondentes do modelo e do protótipo devem ter as mesmas orientações e magnitudes em escala.

O modelo e o protótipo só serão dinamicamente semelhantes, se os outros dois critérios de similitude forem satisfeitos, ou seja, modelo e protótipo que são semelhantes dinamicamente são ambos geométrica e cinematicamente semelhantes também. Como exemplo, tem-se a Fig. 3.1, onde as semelhanças são representadas para um perfil de asa.

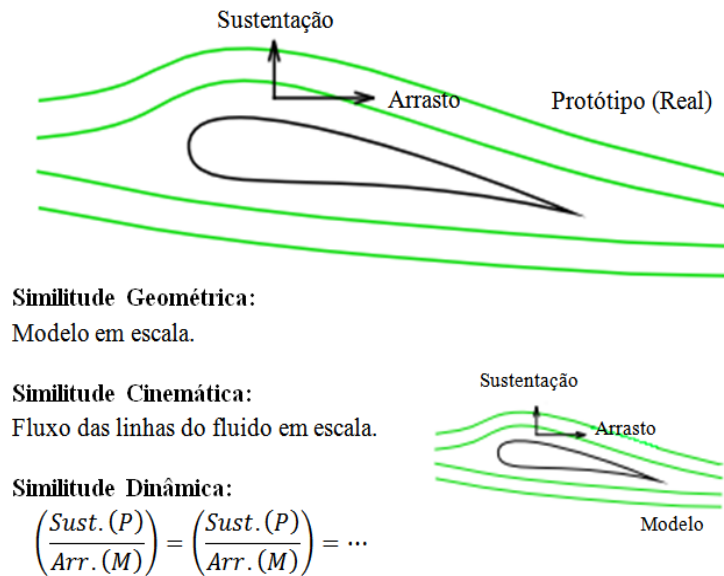


Figura 3.1 – Três condições necessárias para um modelo obter semelhança (Adaptado de MODELO CIENTÍFICO, 2010).

A base do procedimento de similitude decorre da ideia de desenvolver parâmetros não dimensionais (adimensionais) para correlacionar os eventos/fenômenos físicos. Observando as características dos modelos, pode-se reparar que na maioria das vezes estes são menores que o protótipo, com custo de construção mais barato e mais facilmente de ter seu projeto alterado. De acordo com Stern (2013), há três classes gerais de modelos:

- **Geometricamente similar:**
O modelo é uma reprodução em escala do protótipo, ou seja, modelo que possui todas as características relevantes do protótipo e atende a todos os critérios de projeto e condições de operação;
- **Distorcido:**
O modelo é uma reprodução do protótipo com duas ou mais escalas utilizadas diferentemente, ou seja, aqueles em que alguns critérios de projeto são violados;
- **Dissimilar:**
Não há nenhuma ligação direta entre modelo e protótipo. Como quando se utiliza um circuito elétrico para simular um sistema mecânico sujeito a vibrações.

Como visto anteriormente, a aplicação da teoria do modelo é usada na análise de diferentes tipos de projeto. Aqui neste estudo, esta teoria foi utilizada para simulações de

chapas estampadas, a fim de se obter menor tempo de CPU. Porém, para obter resultados satisfatórios através desta técnica, é necessário ter uma compreensão mínima e clara dos princípios físicos envolvidos nas relações entre modelo e protótipo.

Na maioria dos experimentos físicos, para economizar tempo e dinheiro, os testes são realizados em um modelo geométrico em escala, em vez do protótipo em escala real. Em tais casos, deve ser tomado cuidado para dimensionar adequadamente os resultados e se atentar para os conceitos básicos de medições, propriedades, ou qualquer quantidade física. Neste trabalho, experimentos numéricos serão realizados usando estes mesmos princípios.

3.2. Princípios Básicos das Características de Observações

A teoria de similitude determina as relações necessárias para que as condições de um fenômeno físico possam ser notadas pela observação de um modelo em escala. Estas observações dos modelos, genericamente possuem duas características, *qualitativas* e *quantitativas*. Onde o aspecto das observações com características qualitativas serve para identificar as características de comportamento do modelo para que o fenômeno possa ser descrito com precisão ou, pelo menos, ser distinguido de qualquer outro fenômeno, já a observação quantitativa do fenômeno, indica a extensão ou grau de ocorrência de grandezas.

Segundo Murphy (1950), as características qualitativas das observações são descritas em termos de operações padronizadas que identificam classes de quantidades. Como exemplo tem-se, o comprimento (L), força (F) ou tempo (T). Estas características qualitativas são chamadas de dimensões da quantidade observada.

Segundo o mesmo autor, acima mencionado, a descrição de característica quantitativa envolve tanto um número quanto um padrão de comparação (3 m , 9 kg ou $16,7\text{ s}$). Estes padrões de comparação, m , kg ou s , são estabelecidos arbitrariamente, e chamados de *unidades*. A velocidade, por exemplo, é expressa nas dimensões de $(L \cdot T^{-1})$, e em unidades é expressa por km por hora ou em m por segundos, por exemplo.

Levando em conta as características descritas acima, para descrever similitude é necessário que ambos os sistemas (protótipo físico e modelo) se comportem qualitativamente de forma similar e que a relação estabelecida entre eles sejam uma relação quantitativa.

Em seu trabalho Giordano et al. (2013) considera que as quantidades: massa, comprimento e tempo, são geralmente considerados como base para medições científicas, enquanto para medições de engenharia a força, o comprimento e o tempo, são geralmente

mais convenientes. Nota-se que todas as quantidades mencionadas acima, estão interligadas através da física, pela segunda lei de Newton dada na Eq. (3.1).

$$F = m \cdot a \quad (3.1)$$

Onde m é a massa, a é a aceleração e F é a força.

A Equação 3.1 pode ser expressa ainda, dimensionalmente de acordo com a Eq. (3.2), onde qualquer um pode ser avaliado em termos das outras três quantidades.

$$F \doteq M \cdot L \cdot T^{-2} \quad (3.2)$$

O símbolo \doteq é usado para designar que é uma equação dimensional.

Para expressar todas as quantidades envolvidas em um fenômeno mecânico, é necessário fazer o uso das três quantidades primárias apropriada, são elas: força, comprimento e tempo. Já as quantidades secundárias são, por exemplo, a velocidade ($v = L \cdot T^{-1}$), aceleração ($a = L \cdot T^{-2}$), e outros.

Com base em Murphy (1950), pode-se dizer que com o padrão de medidas SI utilizado em todo o mundo é possível descrever dimensionalmente qualquer quantidade básica no formato da Eq. (3.3). Isto é válido para grandeza que seja puramente mecânica.

$$A = F^{e_1} \cdot L^{e_2} \cdot T^{e_3} \quad (3.3)$$

Na Equação 3.3, A denota a quantidade dependente, enquanto as outras variáveis já é conhecida, são as quantidades primárias apropriadas e por fim têm-se os expoentes de potências e_1 , e_2 e e_3 , também conhecido como expoentes apropriados. Lembrando que existem problemas em que as quantidades podem não ser dimensionais, como na mecânica dos fluidos e dos sólidos, são exemplos, número de *Reynolds*, número de *Euller*, coeficiente de atrito e coeficiente de *Poisson*, estas quantidades são adimensionais.

3.3. Ferramenta de Análise Dimensional

Para descrever similitude continua-se destacando e usando, o conceito de que a teoria de similitude é baseada na análise dimensional, onde esta trata das relações matemáticas entre

as dimensões envolvidas em um fenômeno físico. O seu uso serve para expressar o fenômeno com o menor número de variáveis independentes possíveis e com a quantidade de parâmetros adimensionais necessários e relevantes para o estudo do fenômeno/problema em questão.

O autor Murphy (1950), considera a análise dimensional como uma importante ferramenta analítica utilizada para estudar fenômenos físicos. O mesmo autor apresenta duas verdades inseparáveis ao método, que são apresentadas para análise das grandezas envolvidas.

- Primeira verdade:

Absoluta igualdade numérica das quantidades pode existir apenas quando quantidades são semelhantes qualitativamente. Isso significa que a relação entre duas variáveis pode ser dada apenas quando tiverem a mesma dimensão. Exemplo, se uma variável é mensurada em termos de força, ela pode ser igual somente a outra variável que também represente força.

- Segunda verdade:

A razão entre a magnitude de duas variáveis independe das unidades usadas, ou seja, se as medidas das duas variáveis foram feitas em polegada, pé ou metro. Quando combinada com procedimentos experimentais, a análise dimensional pode ser utilizada para fornecer resultados quantitativos entre determinadas variáveis e equações preditivas precisas.

A análise dimensional desenvolvida através desses dois axiomas é diferente de outros tipos de análises que se baseiam somente nas relações que devem existir entre as variáveis pertinentes, devido as suas dimensões. A análise dimensional produz relações qualitativas ao invés de relações quantitativas.

Em seu trabalho Aragão (2002) cita que dentre as aplicações de análise dimensional na engenharia, as aplicações mais importantes são os seguintes:

- Classificação de equações (não homogêneas e homogêneas);
- Conversão de equações ou dados de um sistema de unidades para outro;
- Desenvolvimento de equações preditivas;
- Sistematização da extração de dados em processo experimental;
- Redução do número de variáveis que devem ser investigadas;
- Estabelecimento dos princípios do modelo, operação e interpretação dos resultados.

Para construção de um modelo matemático, tem-se visto que as variáveis que influenciam o comportamento devem ser identificadas e classificadas. Para então, determinar as relações apropriadas entre essas variáveis retidas para análise. Giordano et al. (2013) diz que no caso de uma única variável dependente neste procedimento, dá origem a uma certa função desconhecida com n variáveis x_1, x_2, \dots, x_n , sendo estes fatores que influenciam o fenômeno sob investigação, Eq. (3.4):

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (3.4)$$

Esta equação pode ser reorganizada na forma da Eq. (3.5):

$$F(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k) = 0 \quad (3.5)$$

Estas novas variáveis, $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k$, são conhecidas com Pi termos (teorema de Buckingham) , ou seja, são grupos adimensionais constituídos por combinação das variáveis primitivas.

Neste trabalho não será abordado o desenvolvimento das equações preditivas bem como o uso dos Pi termos, visto que no trabalho desenvolvido não se fez uso desta parte da similitude. Porém é possível se tomar conhecimento detalhado deste tema através das seguintes referências, Giordano et al. (2013), Murphy (1950) e Stern (2013).

3.4. Teoria da Similitude e do Modelo

Na engenharia moderna a teoria da similitude é uma técnica bastante utilizada no projeto de máquinas e estruturas de grande porte, mas também pode ser aplicada para a modelagem de processos, neste caso, no processo de simulação de estampagem de chapa. A ideia da similitude é a de que, o comportamento de um sistema, é idêntico ao de um modelo em escala real, reduzida, ou ampliada, contendo as mesmas características.

Em muitos problemas de engenharia, a aplicação direta das leis conhecidas com base no equilíbrio ou outra condição de estado dá uma solução simples e conveniente. Porém já para outros problemas, o número de variáveis ou a complexidade da situação faz com que a aplicação dos procedimentos analíticos seja extensa demais tornando uma solução matematicamente inviável.

Segundo Benmayor (2000), para muitos casos uma expressão geral não é necessária, tudo o que o engenheiro precisa para o desenho é de uma indicação da relação entre as variáveis para uma concepção específica, assim um modelo pode produzir o resultado desejado rapidamente e de forma barata.

O autor Murphy (1950) define um modelo como sendo um artifício/instrumento que, quando ligado a um sistema físico, tem as observações sobre o modelo utilizadas para prever com precisão o desempenho do sistema físico no que se deseja analisar. O autor chama de *protótipo* o sistema físico para os quais as previsões são feitas.

É possível construir um modelo de tamanho real, e com os dados obtidos podem-se fazer melhorias ou outras modificações no modelo. No entanto na prática a maioria dos modelos utiliza escalas menores do que o modelo real, para isto existe algumas regras que garantem que os resultados do modelo sejam equivalentes ao sistema real. Essas regras estão agrupadas sob a teoria de similitude, uma delas é o fator de escala.

A similitude entre dois processos físicos é assegurada quando os fatores de escala são definidos. Estes fatores correlacionam os respectivos processos de interesse. Como já foi visto em textos anteriores, para que exista similitude física entre um modelo e um protótipo é necessário que as grandezas físicas correspondentes apresentem similitude geométrica, cinemática e dinâmica. Para este trabalho a similitude geométrica e cinemática entre protótipo e modelo será aplicada para simulações de estampagem de chapas a fim de se obter menores tempos de simulação (de CPU).

3.4.1. Fator de Escala

A concepção de um protótipo deve ser acompanhada atentamente para assim poder determinar as condições em que este é testado. Segundo Jentzsch (2002), embora a geometria do modelo possa ser aumentada através de um fator de escala, deve-se atentar também para outros parâmetros que são influenciados conforme esta escala é alterada, tais parâmetros como pressão, força ou velocidade estes também sofrem influencia do uso do fator de escala geométrica.

A principal função do fator de escala é a determinação de relações constantes necessários para estabelecer a similaridade entre dois processos ou sistemas físicos. Para o estabelecimento das condições de operação é necessário observar que as unidades de comprimento devem ser satisfeitas para atender o critério de similitude.

Obedecendo as restrições da teoria de similitude, pode-se então encontrar a relação entre dimensões lineares homologa que têm a mesma posição relativa entre o modelo e o protótipo, esta é definida pela Eq. (3.6), para um determinado comprimento.

$$\lambda = \frac{L_P}{L_M} \quad (3.6)$$

Onde a variável L_M corresponde ao comprimento necessário do segmento do modelo para assegurar a similitude geométrica e a variável L_P corresponde à medida de comprimento do protótipo e ainda tem-se a variável λ que representa o fator de escala geométrico.

Da mesma forma da Eq. (3.6), pode-se chegar à relação de escala entre a área do modelo e do protótipo, descrito na Eq. (3.7), isto para um fator de escala que deve ser mantido constante.

$$\frac{A_P}{A_M} = \frac{L_P^2}{L_M^2} \quad (3.7)$$

Da Eq. (3.6), tem-se que $L_P = L_M \cdot \lambda$, fazendo esta substituição na Eq. (3.7), tem-se o fator de escala geométrica para relação da escala entre área do protótipo e do modelo, Eq. (3.8).

$$\frac{A_P}{A_M} = \frac{(L_M \cdot \lambda)^2}{L_M^2} = \frac{L_M^2 \cdot \lambda^2}{L_M^2} = \lambda^2 \quad (3.8)$$

Onde A_P corresponde à área do protótipo e A_M representa a área do modelo. Com o mesmo procedimento pode-se ainda identificar a relação de escala entre dois volumes, conforme mostra Eq. (3.9).

$$\frac{V_P}{V_M} = \lambda^3 \quad (3.9)$$

Onde V_P é o volume do protótipo e V_M retrata-se do volume do modelo. Através da Eq. (3.9) pode-se notar que o volume do modelo deverá ser sempre λ^3 vezes menor ou maior que o volume do protótipo.

O fator de escala λ pode ser aplicado em todas as grandezas básicas de um sistema de medidas. Levando em consideração o embasamento das Eq. (3.6) à (3.9), verifica-se que é possível determinar fatores de escala, a partir da correlação das diversas grandezas físicas entre modelo e protótipo. Contudo isto é possível montar a Tab. 3.1, onde se têm alguns fatores de escala para as variáveis dependentes, independentes e constantes físicas que serão utilizados ao longo deste trabalho. Estes foram deduzidos de maneira que as características entre modelo e protótipo sejam garantidas. Como no processo de simulação de estampagens de chapa o objetivo é verificar as tensões e deformações na peça estampada durante o processo e monitorar as prováveis falhas que possam acontecer, é necessário que as tensões e deformações no modelo em escala sejam iguais as tensões e deformações no modelo em dimensões reais (protótipo).

Tabela 3.1 – Fatores de escala de similitude

Grandeza Física	Símbolo (unidade no sistema SI)	Dimensão	Fator de Escala (Protótipo/Modelo)
Deslocamento	m	L	λ
Comprimento	m	L	λ
Área	m^2	L^2	λ^2
Força	$N (kg \cdot m/s^2)$	F	λ^2
Módulo de Elasticidade	$Pa(N/m^2)$	FL^{-2}	1
Coefficiente de Poisson	–	–	1
Deformação	–	–	1
Pressão/Tensão	$Pa (m \cdot kg/s^2)$	FL^{-2}	1

Neste trabalho fez-se uso da escala geométrica e cinemática, onde as propriedades do material e o tempo foram conservados as mesmas do modelo real. Com isto, pode-se variar a escala do protótipo (real) para o modelo em escala, utilizando da Eq. (3.10), onde é importante lembrar que as unidades de medida devem ser as mesmas tanto para o protótipo (P_r) quanto para o modelo em escala (M_{esc}).

$$M_{esc} = P_r \cdot \text{fator de escala correspondente} \quad (3.10)$$

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA

Com o objetivo de facilitar o entendimento e compreensão das atividades desenvolvidas nesta pesquisa serão descritos neste capítulo a metodologia empregada para se obter menores tempos de simulações (CPU), através do uso de escala geométrica e cinemática na simulação de estampagem de chapas metálicas, utilizando o software em elementos finitos STAMPACK[®] com base em solução explícito-dinâmica. São ainda especificadas as propriedades do material que serão mantidas constantes durante este trabalho, detalhes da modelagem, equipamento utilizado e pós-processamento dos resultados obtidos.

4.1. Descrição do Problema

Sabe-se que a simulação numérica é uma metodologia que consiste em aproximar um “experimento numérico” de um problema físico real. As simulações neste trabalho são feitas em modelos numéricos discretizados e resolvidos usando o MEF. Os modelos numéricos foram construídos a partir dos parâmetros e resultados de um modelo experimental. Os resultados experimentais serviram para realizar inicialmente a calibração e posteriormente validação dos modelos numéricos, a fim de garantir a eficiência da metodologia e dos resultados obtidos.

Para o desenvolvimento deste trabalho, em um primeiro momento foi criado um modelo numérico em elementos finitos (Modelo 01) que foi construído, ajustado e validado de acordo com os dados experimentais de Danckert (1995). Este trabalho experimental foi projetado para um evento internacional, “NUMISHEET’93”, onde são expostos problemas ligados a parte de conformação de chapas metálicas. Os diversos participantes deste evento devem resolver tais problemas através de simulação numérica de um caso prático, donde os resultados experimentais são apresentados somente no dia do evento, para uma comparação

com os resultados das simulações destes diversos softwares diferentes (diversos participantes).

Neste trabalho experimental de Danckert (1995), foi realizada a análise de um processo de estampagem de uma chapa metálica quadrada, a Fig. 4.1 mostra a geometria da placa e das ferramentas usadas no processo. Com o uso deste modelo experimental foi feita uma análise da habilidade do programa STAMPACK® em simular processos de conformação mecânica utilizando a teoria de modelos geométricos e baseado na teoria de similitude em engenharia.

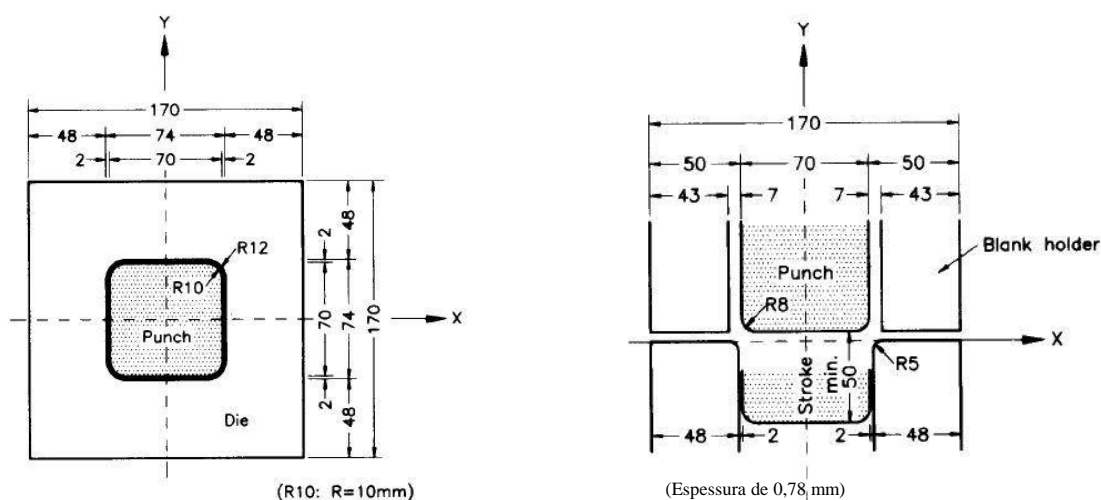


Figura 4.1 – Geometria das ferramentas usadas no processo e da chapa a ser estampada (DANCKERT, 1995).

Em um segundo momento foi utilizado outro modelo (Modelo 02), que foi construído, ajustado e validado no trabalho de Felice Neto et al. (2011), com base nos dados experimentais de Ferreira Filho et al. (2011). Este trabalho experimental consiste em avaliar a qualificação do procedimento de soldagem, de forma quantitativa (avaliação da força máxima), através do ensaio de dobramento a três pontos de chapas soldadas, ver esquema Fig. 4.2. Já o trabalho de Felice Neto et al. (2011), tem o intuito de determinar por simulação MEF, a força necessária para o dobramento da chapa e comparar este resultado com os resultados experimentais realizado por Ferreira Filho et al. (2011), além de fazer uma análise da distribuição de tensão/deformação nas diferentes áreas do modelo.

Para comprovação do uso da técnica de fator de escala em simulações de conformação de chapas mecânica, neste trabalho utilizou-se do trabalho/modelo de Felice Neto et al. (2011)

para aplicar o fator de escala geométrica e cinemática e assim avaliar a redução de tempo (CPU) equiparando o resultado da força máxima do punção.

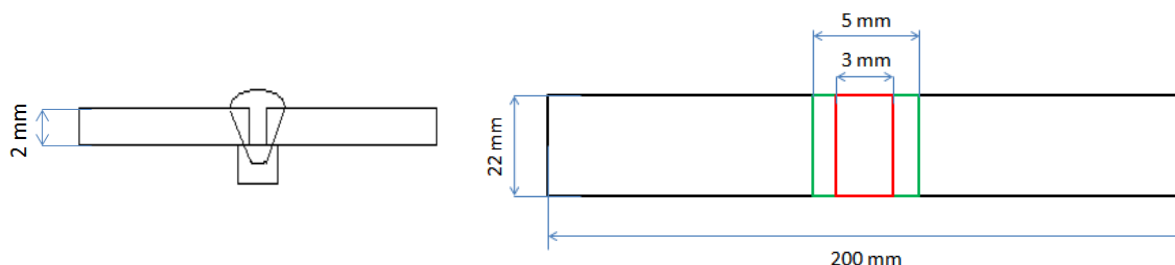


Figura 4.2 – Esquema da solda realizada na chapa a ser dobrada.

Todas as simulações foram realizadas em um computador desktop com processador Intel Core i5, CPU 650, 3,20 GHz, 2 núcleos, 4 processadores lógicos e 8,00 GB de memória RAM. Os processos de cálculos das simulações foram todos executados com prioridade Alta.

4.2. Parâmetros Utilizados

Na seção anterior foi visto sobre a descrição do problema bem como a os dados geométricos correspondentes aos dois modelos (01 e 02). Aqui os parâmetros utilizados para validação dos dois modelos também foram extraídos da mesma fonte que fora citado na seção acima.

4.2.1. Estampagem de Chapa (Modelo 01)

Para construção do Modelo 01, de acordo com Danckert (1995): o blank é uma chapa quadrada de 170 mm x 170 mm com espessura de 0,78 mm, com dois carregamentos aplicados: força do punção, que se move com 7,5 m/s e se desloca 40 mm e força aplicada pelo prensa-chapa igual a 19,3 kN. Quanto às propriedades, a chapa apresenta um módulo de elasticidade $- E = 206 \text{ GPa}$, com uma densidade $- \rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ e uma razão de Poisson $- \nu = 0,3$. Nas simulações deste trabalho somente a chapa foi considerada como corpo deformável, as ferramentas são consideradas como corpos rígidos (característica do programa STAMPACK[®]). As ferramentas presentes neste processo são: punção, matriz e o prensa-chapa.

As ferramentas do processo de estampagem são consideradas rígidas, pois o interesse neste caso é analisar as tensões e deformações na chapa estampada e não os desgastes sofridos pelas ferramentas do processo. Esta simplificação faz com que se tenha uma grande economia de tempo computacional na solução/simulação do problema.

A chapa considerada neste trabalho é laminada, apresentando variação das propriedades elásticas e plásticas (mecânicas) conforme a direção no plano da chapa, isso é visualizado na Tab. 4.1, onde é possível notar que a média do coeficiente de Lankford é maior que 1, correspondendo assim a um material anisotrópico com boa conformabilidade.

Tabela 4.1 – Propriedades mecânicas da chapa (DANCKERT, 1995).

RD	YS [MPa]	TS [MPa]	EI [%]	r [-]
0°	167,0	308,5	47,3	1,79
45°	176,5	316,0	44,0	1,51
90°	172,5	305,0	46,0	2,27
Média	173,1	311,4	45,3	1,77

RD, direção do Corpo de prova com relação a direção de laminação; YS, limite elástico; TS, limite de resistência a tração; EI, alongamento; r, coeficiente de lankford.

Além dessas propriedades também são necessárias propriedades referentes às características plásticas dos materiais utilizados. Na simulação do processo de estampagem, normalmente se faz o uso da lei de encruamento do material em vez de um modelo linear. Um dos modelos adotados no software STAMPACK[®] é o modelo *Ludwiki-Nadai*, dada pela Eq. (4.1), nesta lei constitutiva, a tensão varia em função da deformação segundo uma lei de potência e é fortemente influenciada pelo expoente de encruamento.

$$\sigma = K(\varepsilon_{ps0} + \varepsilon_{ps})^n \quad (4.1)$$

Na Equação 4.1, σ e ε_{ps} são os valores representativos da tensão e deformação e as variáveis K , ε_{ps0} e n parâmetros do material, estes são determinados experimentalmente. Com base no trabalho de Danckert (1995), é possível extrair os parâmetros utilizados para simulação da estampagem de chapa, descrita na Tab. 4.2. O valor do parâmetro ε_{ps0} é calculado internamente pelo programa, usando o limite de escoamento (YS), o coeficiente de encruamento (n) e a constante de encruamento (K).

Tabela 4.2 – Parâmetros do modelo de *Ludwik-Nadai* para estampagem (DANCKERT, 1995).

Parâmetros	Magnitude
K	565,32 [MPa]
n	0,2589 [-]

K , constante de encruamento; n , coeficiente de encruamento.

4.2.2. Referência para Confrontação dos Resultados (Experimentais vs. Numéricos)

Para assegurar que os resultados numéricos obtidos nas simulações estão próximos da realidade (experimental), é de fundamental importância a validação do modelo em EF e, conseqüentemente, da metodologia/técnica aqui proposta. Com esta abordagem, aqui se descreve quais as orientações escolhidas para a análise dos resultados referentes à validação do Modelo 01, como já foi dito no início deste capítulo, com base nos resultados experimentais de Danckert (1995).

Com base neste trabalho experimental a Fig. 4.3 ilustra as orientações que foram adotadas como referência para o processo de estampagem. Os resultados são verificados de acordo com o deslocamento da chapa deformada em três direções: ao longo de uma reta com orientação LX e LY, os quais devem ser coincidentes devido a simetria da peça e a orientação diagonal da chapa LD, partindo do centro até a extremidade da chapa, traçando uma linha diagonal.

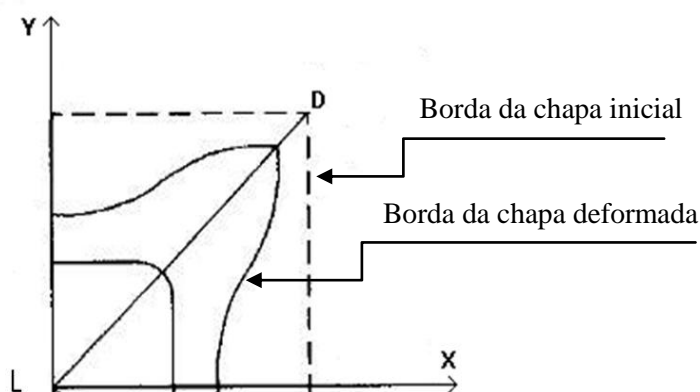


Figura 4.3 – Orientações das medidas de deformações e espessura da chapa estampada.

4.2.3. Dobramento de Chapa Soldada (Modelo 02)

Para comprovação do uso da técnica da escala geométrica em simulações de conformação de chapas metálicas, na construção e validação do modelo 02, fez-se uso dos parâmetros utilizados no trabalho de Felice Neto et al. (2011) para a simulação de ensaio de dobramento a três pontos. Os dados geométricos já foram especificados no tópico “descrição do problema”. De acordo com o trabalho acima citado, o blank é uma chapa soldada retangular de 200 mm x 22 mm com espessura de 2 mm, o deslocamento do punção se dá na posição vertical com 50 mm de profundidade e a velocidade de descida do punção é de 0,375 m/s.

A chapa a ser simulada no ensaio de dobramento a três pontos é uma chapa soldada com três regiões distintas de propriedades não homogêneas, ambas possuem as mesmas propriedades mecânicas, exceto o coeficiente de Lankford. Para as três regiões foram usadas as seguintes propriedades: o módulo de elasticidade – $E = 289,5 \text{ GPa}$, densidade de massa – $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, razão de poisson – $\nu = 0,3$ e limite elástico – $YS = 298,5 \text{ MPa}$. Estas três regiões distintas são constituídas por: Metal Base (chapa), Zona Afetada pelo Calor (ZAC) e a Zona Fundida (ZF). A chapa apresenta anisotropia devido a laminação, a ZAC apresenta características intermediárias entre o metal de base e a zona fundida. Por isto, o coeficiente de Lankford para ZAC foi assumido como sendo a média dos coeficientes do Metal Base e da Zona Fundida. A Zona Fundida foi assumida como sendo isotrópica (coeficiente de Lankford constante e igual a 1 em todas as direções), isto se deve ao fato da poça de solda perder as características de laminação da chapa, tornando-se uma região com baixa conformabilidade. Os valores dos coeficientes de Lankford para as três regiões são exibidos na Tab. 4.3. O STAMPACK[®] permite que sejam adotadas regiões com diferentes, propriedades de material ao longo de uma mesma chapa/peça, sem comprometer a continuidade da chapa.

Assim como para o Modelo 01, no Modelo 02 também são necessárias às propriedades referentes às características plásticas das três regiões existentes na chapa soldada. Na simulação do ensaio de dobramento a três pontos também foi usada a lei de encruamento de *Ludwiki-Nadai*, já mostrada na Eq. (4.1). Estes dados são determinados experimentalmente e através do trabalho de Felice Neto et al. (2011), é possível extrair os parâmetros utilizados para simulação de dobramento de chapa soldada a três pontos, são eles os parâmetros: constante de encruamento – $K = 554,25 \text{ MPa}$ e expoente de encruamento – $n = 0,15$.

Tabela 4.3 – Coeficientes de Lankford para as três regiões distintas da chapa soldada (FELICE NETO et al. 2011).

Propriedades	Metal Base	ZAC	Zona Fundida
r 0° [-]	1,6320	1,3160	1,0000
r 45° [-]	0,7114	0,8557	1,0000
r 90° [-]	1,8730	1,4365	1,0000

r-x°, coeficiente de lankford correspondente à direção de laminação;

Neste modelo as ferramentas de dobramentos, cutelo e apoios, são consideradas como corpos rígidos. Já para os parâmetros de lubrificação, considerou um atrito de $\mu = 0,1$ entre a chapa e as ferramentas do ensaio de dobramento. Levando em consideração que, na prática, a chapa é polida e os apoios são rolos para evitar a influência do atrito no processo.

4.3. Modelagem Inicial em Elementos Finitos

4.3.1. Desenvolvimento da Geometria do Modelo 01

O teste inicial de simulação do processo de estampagem foi modelado com os elementos mostrados na Fig. 4.4: chapa ou “blank” e as três ferramentas do processo de estampagem, punção, prensa-chapas e matriz.

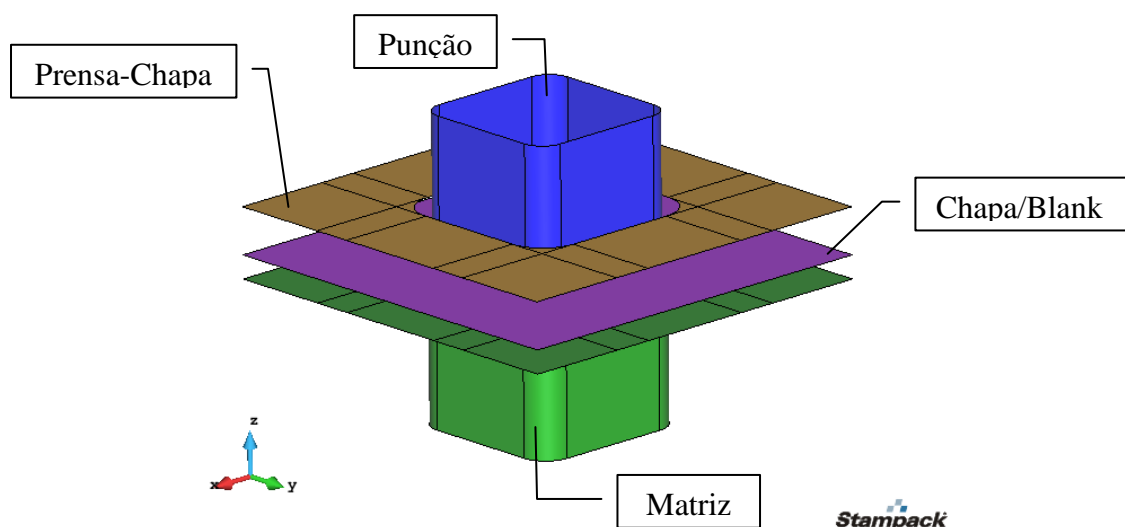


Figura 4.4 – Desenho do Modelo 01 proposto, estampagem profunda copo quadrado.

Devido à existência de simetria em dois eixos neste modelo, apenas um quarto do problema, mostrado na Fig. 4.5, foi considerado para efeitos de cálculos a fim de simplificar o problema e de se economizar tempo de simulação (CPU).

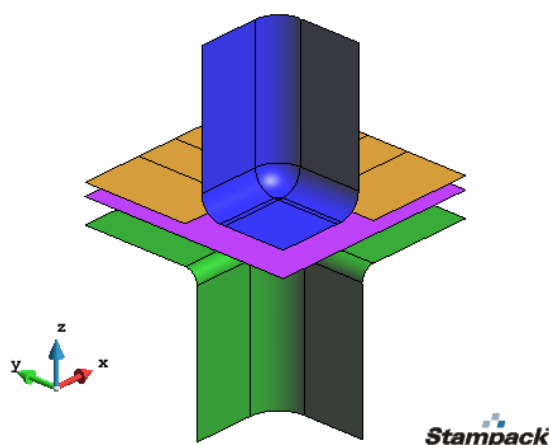


Figura 4.5 – Modelo simétrico, um quarto do modelo inteiro.

4.3.2. Desenvolvimento da Geometria do Modelo 02

O segundo modelo foi disponibilizado por Felice Neto et al. (2011), um modelo 3D sem simplificações de simetria, conforme mostrado na Fig. 4.6. Esta chapa é desenhada em um único plano, onde a espessura da região da chapa, da região da zona afetada pelo calor e da região do cordão de solda são consideradas todas as mesmas e igual a 2 mm.

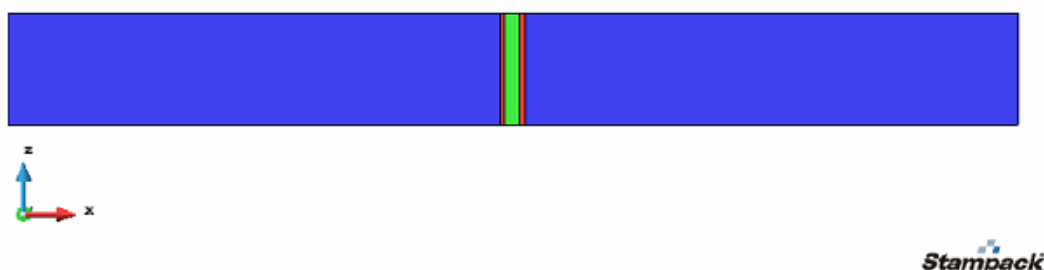


Figura 4.6 – Modelo da chapa soldada com as três regiões distintas.

Assim como no modelo 01, para o modelo 02 também se faz a consideração de que as ferramentas do processo são indeformáveis, ou seja, as ferramentas deste modelo são superfícies rígidas e podem ser representadas somente por superfícies. Na Figura 4.7 é

possível visualizar o desenho do modelo das ferramentas (dois apoios e cutelo/punção) e também o modelo 02 completo, com o posicionamento da chapa.

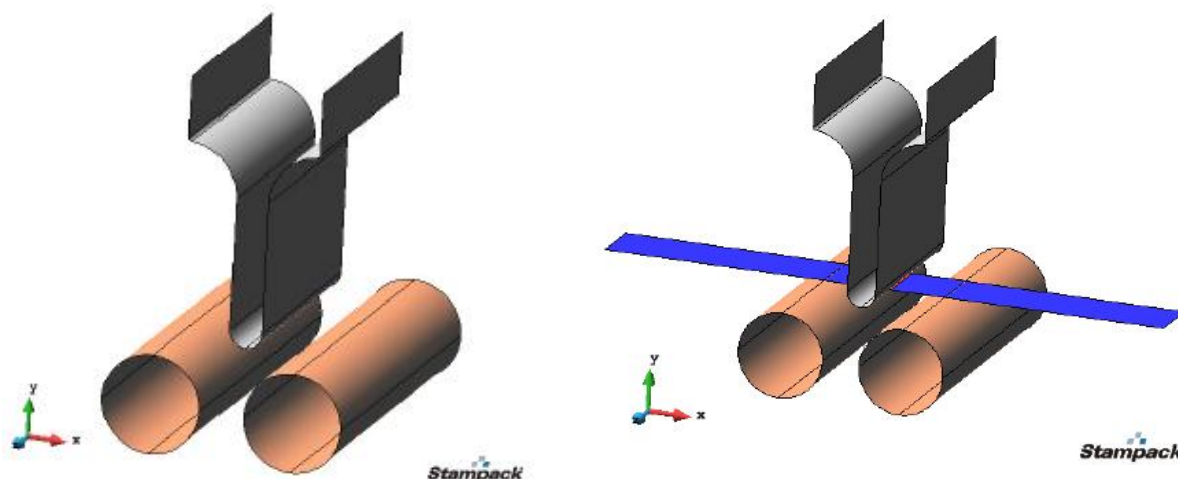


Figura 4.7 – Modelo das ferramentas e modelo completo do ensaio de dobramento.

4.4. Malha de Elementos Finitos Utilizada nos Modelos

Para se fazer uma análise em elementos finitos, o modelo em estudo deve ser virtualmente discretizado na forma de uma malha. Aqui se faz o estudo referente à malha (tipo de elemento e densidade malha) mais adequada ao problema.

Para a criação da malha de elementos finitos para as duas chapas do Modelo 01 e Modelo 02 foram adotados elementos triangulares do tipo casca denominado *Basic Shell Triangle* (BST), com uma distribuição de malha estruturada para chapa do Modelo 01 e uma malha não estruturada para chapa do Modelo 02.

Em um primeiro momento para a confecção da malha, foi feito um estudo sobre a sensibilidade da malha, quanto ao tamanho dos elementos ideais para o problema. Este estudo é denominado teste de sensibilidade da malha.

4.4.1. Teste de Sensibilidade da Malha do Modelo 01

Uma vez que se tenha utilizado o método de solução aproximado, o MEF se faz necessário o uso do teste de convergência de malha, pois conforme o refino da malha aumenta o custo computacional também aumenta, até chegar a um ponto onde o refinamento é muito

grande, acarretando em um grande esforço computacional com a qualidade dos resultados permanecendo quase inalterada. Pode-se inclusive ocasionar a divergência da solução do problema. Este teste tem o intuito de descrever/mostrar qual a melhor relação para se ter uma malha com tamanho de elementos bons o suficiente para não interferir nos resultados.

No estudo de sensibilidade da malha, inicialmente, foi escolhido um tamanho de elemento maior, ou seja, uma malha mais grosseira e posteriormente foi-se refinando a malha, em tamanho de elementos menores.

Foram feitos um total de seis testes/simulações. Primeiramente, iniciou-se com uma malha grosseira com tamanho de elementos triangulares, na ordem de 5 mm de comprimento cada elemento, para a malha como um todo (chapa e ferramentas). Obteve-se um total de 578 elementos do tipo BST. Em seguida, a malha foi refinada, passando a ter elementos com tamanho/comprimento de 4 mm, resultando daí uma malha com um total de 882 elementos finitos do tipo BST. Posteriormente, foram se efetuando sucessivos refinamentos, diminuindo 0,5 mm dos tamanhos dos elementos até chegar ao tamanho dos elementos na ordem de 2 mm de comprimento, sendo esta a última simulação/teste. A quantidade de elementos finitos utilizada nas seis simulações para teste de sensibilidade de malha é mostrada na Tab. 4.4. Vale ressaltar que a malha para a chapa é estruturada e não estruturada para as ferramentas, em virtude das geometrias das ferramentas terem uma forma geométrica mais complexa. Para este caso da malha não estruturada das ferramentas, as dimensões do menor e maior elemento triangular variaram próximo ao valor do tamanho dos elementos da chapa, correspondente a cada simulação.

Tabela 4.4 – Quantidade de elementos finitos do tipo BST referentes a cada simulação.

Simulação	Tamanho dos Elementos [mm]	Número de Elementos [-]	Simulação	Tamanho dos Elementos [mm]	Número de Elementos [-]
Teste_01	5,0	578	Teste_04	3,0	1568
Teste_02	4,0	882	Teste_05	2,5	2312
Teste_03	3,5	1152	Teste_06	2,0	3698

Com os resultados dos testes simulados, foi possível analisar a sensibilidade da malha através do gráfico, valor máximo da deformação total ao longo da espessura versus tamanho do elemento finito, mostrado na Fig. 4.8. Pode-se observar no gráfico, que a partir dos

elementos com tamanho de 3,0 mm (Teste_04), os valores correspondentes ao eixo y tendem a uma estabilização quando equiparados aos outros testes que apresentam uma tendência crescente em seus valores. Com base nesta observação, foram finalizados os testes de malha, pois foi percebido que a partir de um refinamento de malha maior os resultados não sofriam uma alteração tão significativa.

Com base na análise do gráfico da Fig. 4.8, foi estimada uma quantidade média de elementos, entre 1500 e 2000 elementos finitos BST, e também foi estipulado um padrão do tamanho dos elementos da malha estruturada do blank, na ordem de 2,5 mm e para as ferramentas uma malha não estruturada com tamanho dos elementos próximo a este valor. A escolha deste tamanho se deu devido a uma interpretação de estabilização da tendência da curva aliado ao objetivo de se obter uma malha mais homogênea e correlacionada a um baixo tempo computacional (CPU).

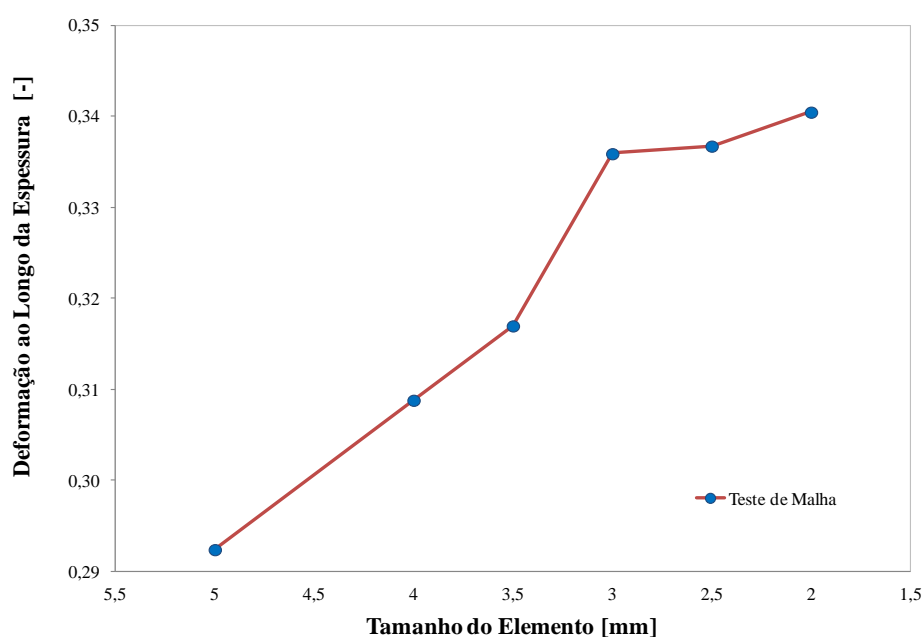


Figura 4.8 – Gráfico para análise da sensibilidade da malha.

4.4.2. Teste de Sensibilidade da Malha do Modelo 02

Para este modelo o teste de malha já havia sido feita, no trabalho Felice Neto et al. (2011). O trabalho citado acima, diz que o teste de malha foi feito para garantir que os resultados obtidos após a simulação estejam dentro do esperado, isto em função da quantidade de elementos existentes na malha.

Neste modelo se trabalha com simulação de um ensaio de dobramento a três pontos de uma chapa soldada. Sabe-se que as propriedades do material soldado não são homogêneas, sendo necessária a criação de três regiões/geometrias (metal base, ZAC, ZF), sendo que as duas regiões (ZAC, ZF), são de pequenas dimensões. Sendo estas duas regiões/geometrias onde o refino de malha deve ser maior. Segundo Felice Neto et al. (2011), em seu trabalho foi observado que conforme se aumentava o número de elementos na malha, a qualidade do resultado convergia até um certo ponto, quando este aumento passa de uma certa quantidade de elementos este já traz uma piora nos resultados ou um esforço computacional desnecessário.

Com ajuda da ferramenta *mesh quality* do software STAMPACK[®], é possível obter a malha ideal para o modelo em estudo, pois esta ferramenta permite avaliar o tamanho do menor e do maior elemento, bem como o tipo de elementos e o volume dos elementos. Então a malha ideal será aquela com o menor número de elementos que retorne um resultado aceitável.

Com base no trabalho de Felice Neto et al. (2011), foi estipulado uma quantidade média de elementos que devem fazer parte da malha, este valor foi estabelecido entre 9900 e 10000 elementos.

4.4.3. Malha do Modelo 01

Para este modelo, na geração de malha de elementos finitos foi tomado o cuidado quanto ao tamanho dos elementos referentes á malha das ferramentas, que foram malhadas de forma não estruturada, devido as curvas existentes na geometria das ferramentas. Este cuidado se dá devido a malha ser não estruturada do tipo triangular (BST), que gera pequenos elementos nas regiões de pequenos raios da geometria das ferramentas, como o punção, matriz e prensa-chapas, estes pequenos elementos podem ultrapassar/penetrar os elementos da malha da chapa, fazendo assim com que as oscilações das forças de contato possam ser grandes o que pode acarretar divergencia da solução ou erro nos resultados. Então para estas regiões foi escolhido tamanhos de elementos que variaram próximo ao valor do tamanho dos elementos da chapa.

A malha do modelo 01 foi feita de acordo com o teste de malha realizado, de modo que a malha tenha menor influencia possível no efeito de problemas de contato, para que se tenha bons resultados e que seja viavel computacionalmente. A chapa foi discretizada

utilizando 2312 elementos planos triangulares (BST) na forma estruturada, a Fig 4.9 mostra a discretização da chapa e com um detalhe ampliado para melhor visualizar os elementos da malha. As ferramentas foram discretizadas com elementos rígidos triangulares na forma não estruturada com 6694 elementos BST, conforme é possível ver na Fig. 4.10, a malha final das ferramentas.

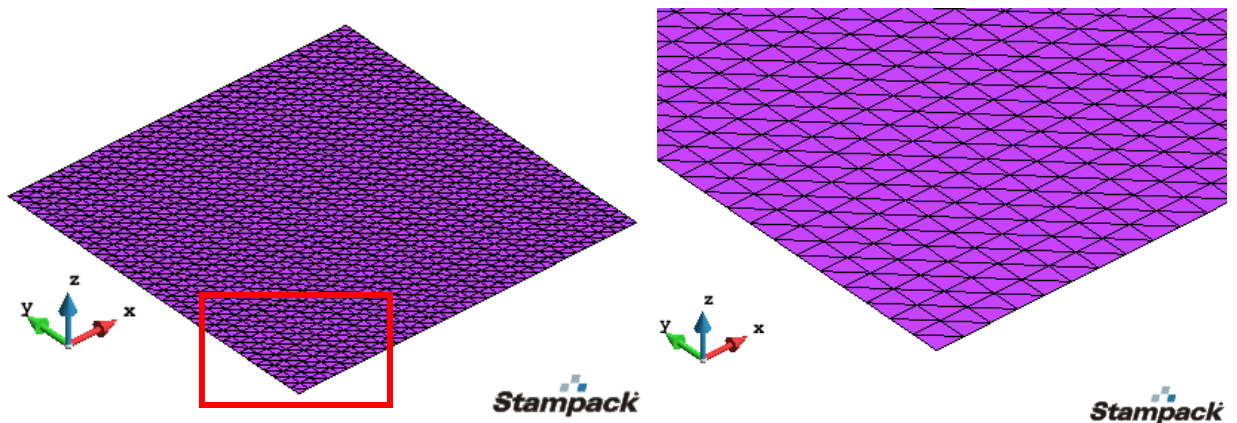


Figura 4.9 – Malha de elementos da chapa do modelo 01 com imagem ampliada.

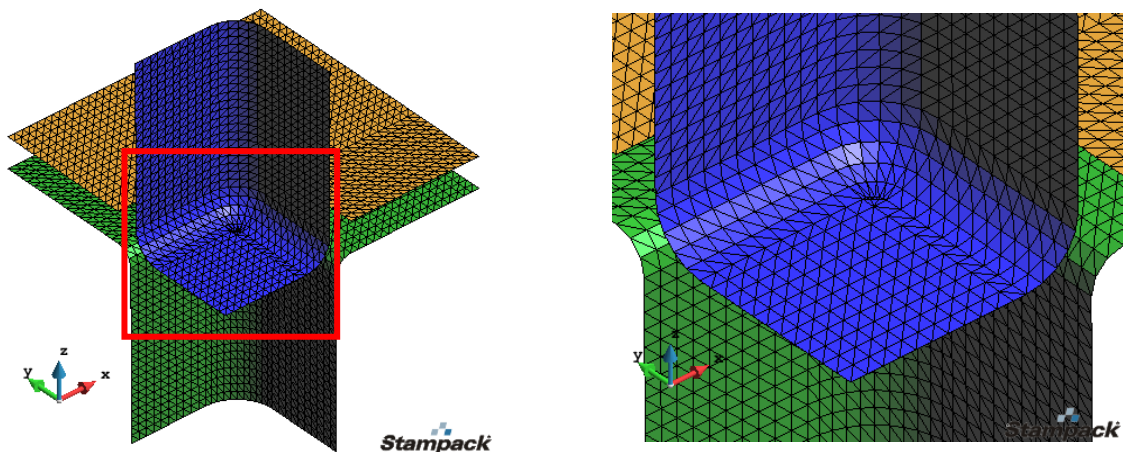


Figura 4.10 – Malha de elementos das ferramentas do modelo 01 com detalhe ampliado.

4.4.4. Malha do Modelo 02

O segundo modelo possui uma malha não estruturada para chapa soldada e estruturada para as ferramentas. Este modelo é mais complexo, pois envolve uma solda no meio da chapa a ser dobrada, dificultando a interpretação dos resultados sobre esta região crítica.

Assim como a geometria do modelo a malha também foi a mesma utilizada no trabalho de Felice Neto et al. (2011), para o caso da chapa foi utilizada uma malha com elementos triangulares, totalizando uma quantidade de 9954 elementos do tipo BST, conforme mostra a Fig. 4.11, este número de elementos alto é justificado devido a necessidade de se ter uma malha bem refinada na região crítica da chapa, onde fica localizado o cordão de solda e as regiões da zona afetada termicamente. Assim os tamanhos dos elementos são menores na região crítica e maiores nas extremidades da chapa. Para as ferramentas, cutelo/punção e os dois apoios, foi utilizado uma malha com 3750 elementos quadriláteros, estas ferramentas foram consideradas como corpos rígidos. A malha das ferramentas é mostrada na Fig. 4.12.

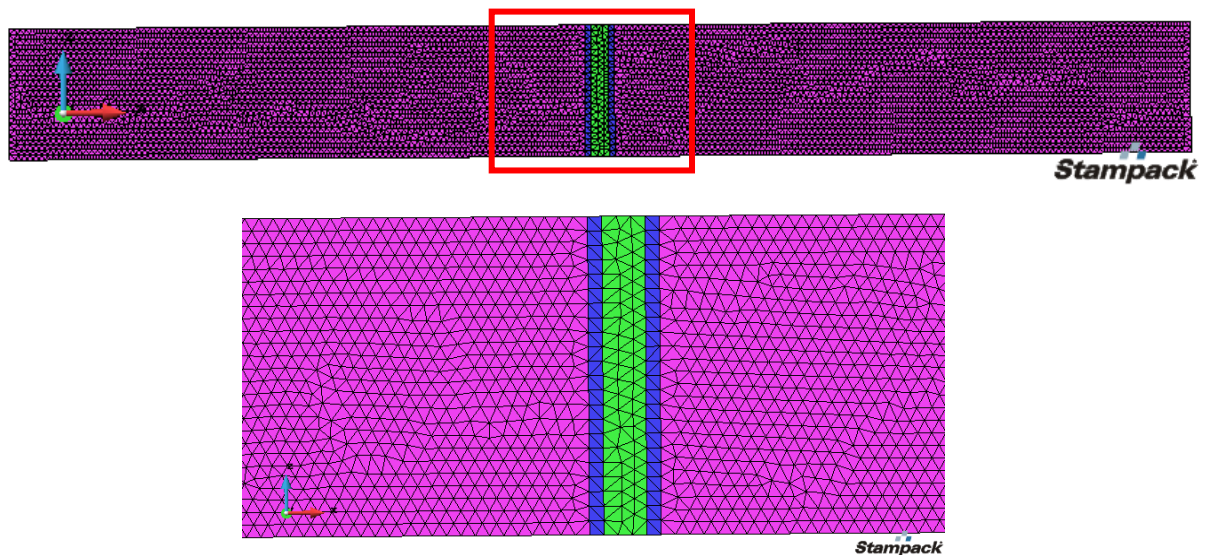


Figura 4.11 – Malha de elementos da chapa do modelo 02 com ampliação para ver refino.

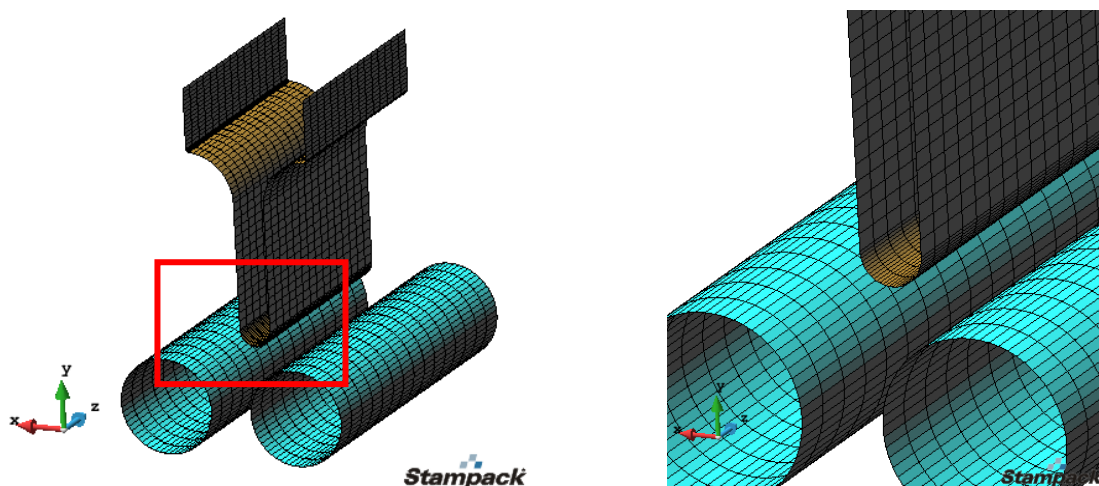


Figura 4.12 – Malha de elementos das ferramentas do modelo 02 com imagem ampliada.

4.5. Modelos em Escalas

Os ajustes de construção do modelo bem como o ajuste de malha, foram feitos com o modelo em tamanho real. A partir do momento em que se obteve os resultados das simulações feitas com os modelos com dimensões reais, foi então iniciado o passo seguinte em que se faz necessário o uso da técnica de similitude em engenharia, utilizando modelos em escala.

4.5.1. Fator de Escala Utilizado no Modelo 01

Para o Modelo 01 as simulações foram feitas alterando o fator de escala (λ), onde para a escala geométrica fez-se o uso das grandezas a seguir: 10^{-2} , 10^{-1} , 1 (escala real), 10^1 e 10^2 , já para escala cinemática utilizou-se um fator de escala constante $\lambda = 1$. A intenção de fazer o uso das escalas menores do que o modelo real é verificar o comportamento do passo de tempo e do tempo final de simulação do processo, podendo assim fazer a construção de uma curva passo de tempo e tempo total (CPU) versus fator de escala e analisar os resultados.

O STAMPAK[®] possui uma ferramenta chamada *scale*, com esta ferramenta é possível entrar com o fator de escala correspondente, e o próprio programa faz as transformações, isto vale tanto para as dimensões da geometria do modelo como para a malha, fazendo com que a malha do modelo real seja a mesma dos modelos em escala, apresentando a mesma quantidade total de elementos correspondentes ao modelo real, que é de 2312 elementos para chapa e 6694 elementos para as ferramentas, isto é proporcional ao fator de escala utilizado. O que altera na malha dos modelos em escala é o tamanho dos elementos, a Tab. 4.5 mostra o tamanho dos elementos da chapa para cada modelo em escala, os tamanhos dos elementos das ferramentas também ficam próximo ao tamanho do elemento da chapa.

Tabela 4.5 – Tamanho dos elementos para cada modelo de acordo com fator de escala.

Fator de escala	10^{-2}	10^{-1}	1	10^1	10^2
Chapa [mm]	0,025	0,25	2,5	25	250

4.5.2. Fator de Escala Utilizado no Modelo 02

Diferentemente do Modelo 01, que foi utilizado para o desenvolvimento/estudo da técnica de simulação de estampagem de chapas com uso do fator de escala. O Modelo 02 foi utilizado para demonstrar a capacidade da técnica, ou seja, atestar que os resultados obtidos como o Modelo 01 podem ser usados em outros modelos. Neste caso foi feito apenas uma ampliação da escala geométrica ($\lambda = 10$) com dois fatores de escala cinemática ($\lambda = 10$ e $\lambda = 3$), a fim de comprovar o ganho de tempo final de simulação com o uso do fator de escala.

Para fazer a transformação do modelo real para o modelo com fator de escala 10, foi utilizado o mesmo padrão do Modelo 01, recorrendo à ferramenta *scale* do STAMPACK®. Foram feitas duas simulações para o modelo em escala, alterando-se apenas o fator de escala cinemático (velocidade do punção), uma simulação com velocidade dez vezes maior e outra com velocidade aumentada em três vezes. Com o modelo ampliado, foi possível observar que a quantidade de elementos se manteve a mesma do modelo real, com 9954 elementos triangulares para a malha da chapa e 3750 elementos quadrilaterais para a malha das ferramentas. O que foi alterado no modelo ampliado foi o tamanho dos elementos, sendo o tamanho dos elementos do modelo real na faixa de 0,8 mm a 1,6 mm, após o uso do fator de escala esta faixa muda proporcionalmente ao fator de escala ficando com elementos triangulares da chapa na faixa de 8,0 mm para o menor elemento e 16,0 mm para o maior elemento.

4.6. Definição dos Contatos e Condições de Contorno

Neste estudo, as condições de contato são definidas de acordo com os corpos existentes nos dois tipos de modelos, 01 e 02. Para que o contato e a penalidade sejam identificados para os dois modelos (01 e 02) em simulações é necessário que as normais da geometria e dos elementos que formam a malha das ferramentas estejam orientadas na direção da superfície da chapa. Este reconhecimento é fundamental para que o algoritmo possa identificar o contato existente entre os corpos (ferramenta-chapa), fazendo com que os elementos das ferramentas não ultrapassem a superfície da chapa, evitando assim problemas de contato e possível divergência nos cálculos do problema.

Para modelar corretamente o contato existente entre as ferramentas e o corpo

deformável, o STAMPACK[®] utiliza o método penalidade em conjunto com a lei de atrito de Coulomb. O algoritmo de penalidade permite pequenas penetrações entre os nós escravo e mestre, durante a simulação. Então sem as definições de contato, um corpo penetraria no outro corpo, sem reconhecer o contato, e as forças de ação e reação entre eles não seriam calculadas.

O método de contato utilizado pelo software é muito robusto, os contatos entre os corpos são identificados em uma lista de pares de contato. O próprio STAMPACK[®] identifica os pares de contato padrão, pois ele reconhece os corpos que foram identificados com ferramentas (rígido) e chapa (deformável).

Os coeficientes de penalidade determinam a força que será aplicada aos nós escravo e aos nós mestre para controlar a penetração de um corpo ao outro corpo correspondente. Outro parâmetro utilizado para ajudar na identificação de problemas de contato é o parâmetro do *cut-off*, este serve para evitar a instabilidade nos modelos. Segundo Stampack Simulation Guide (2014), o *cut-off* representa a espessura do contato e indica a distância de uma superfície de contato, onde o contato físico é estabelecido.

4.6.1. Definição dos Contatos Modelo 01

No Modelo 01, existem ao todo três corpos rígidos (punção, prensa-chapas e matriz) e um deformável (chapa).

Os pares de contato identificados para o Modelo 01, foram; prensa-chapas/chapa, matriz/chapa, e por fim punção/chapa, ou seja, foram três pares de contato. Um valor de atrito é definido para cada par de contato, de acordo com o trabalho de Danckert (1995), o coeficiente de atrito adotado possui um valor constante igual a, $\mu = 0,144$. No modelo 01, as ferramentas e a chapa estão com seus corpos alinhados, ou seja, encostado um corpo ao outro, por isto foi escolhido o tipo padrão de centralização (Centro a Centro) para cada par de contatos.

Para cada par de contato, deve-se identificar um coeficiente de penalidade e um *cut-off*. Para os Modelos, real e em escala, utilizou-se um coeficiente de penalidade normal com valor de 0,1 e um valor de 0,3 para o coeficiente de penalidade tangencial. Quanto ao parâmetro *cut-off*, no Modelo 01 (em escala real), foi utilizado, a princípio, o valor $5 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$, que corresponde ao valor padrão do STAMPACK[®].

4.6.2. Definição dos Contatos Modelo 02

Para o Modelo 02, existem dois pares de contato, estes pares de contato foram identificados como: matriz/chapa e punção/chapa. Para cada par de contato se faz necessário definir o valor do coeficiente de atrito, igual a $\mu = 0,1$, este é um valor constante, extraído do trabalho de Felice Neto et al. (2011). Assim como no Modelo 01, aqui as ferramentas e a chapa estão alinhadas, com corpos encostados um ao outro, devido a isto se faz o uso da configuração da superfície de contato (Centro a Centro) para os dois pares de contatos.

O valor de 0,01 foi utilizado como coeficiente de penalidade para cada par de contato nos Modelos, real e em escala, este valor corresponde tanto para penalidade normal quanto para penalidade tangencial. Para o parâmetro de *cut-off* do Modelo 02 (em escala real), utilizou o valor padrão do software, que é de $5 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Aqui são apresentados os resultados obtidos nas simulações, primeiramente os resultados referentes a validação do método para os dois problemas propostos (Modelo 01 e 02). Depois de validado o método, foi feita a análise de cada fator de escala mencionado no capítulo anterior, ou seja, a análise dos parâmetros que são alterados quando se faz o uso do fator de escala para simulações de estampagem de chapas metálicas e os resultados tais como de tensão, deformação, entre outros. Por fim, foram analisados os ganhos/redução de tempo computacional de simulação e o passo de tempo de cada fator de escala.

5.1. Validação do Modelo 01 em EF

Quando se trabalha com simulações numéricas, existe uma prática prudente de se comparar os resultados obtidos pelas simulações, com os resultados obtidos, pelo método analítico ou pelo método experimental. Para assim, poder comprovar a autenticidade dos resultados obtidos pelas simulações numéricas.

A seguir é apresentada a comparação dos resultados do Modelo 01 (em escala real), com os resultados obtidos experimentalmente por Danckert (1995), com a finalidade de validar o modelo em escala real.

As imagens da Fig. 5.1 e Fig. 5.2, ilustram a malha e a geometria da chapa antes do processo de estampagem e projeção (vista superior) depois da chapa metálica ser estampada, ou seja, deformada. Observando a Fig. 5.3, podem-se identificar os pontos da chapa onde a malha está mais deformada e as regiões da chapa onde a malha está praticamente intacta, como é o caso da extremidade superior da chapa (canto) e o fundo da chapa estampada.

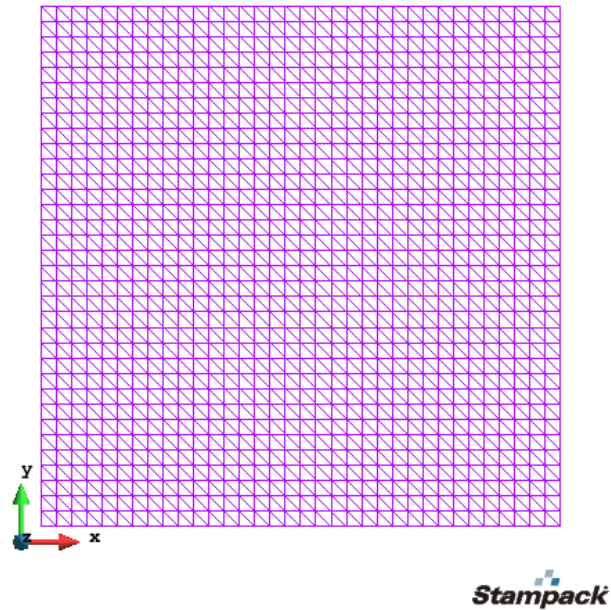


Figura 5.1 – Malha inicial da chapa, antes da simulação de estampagem.

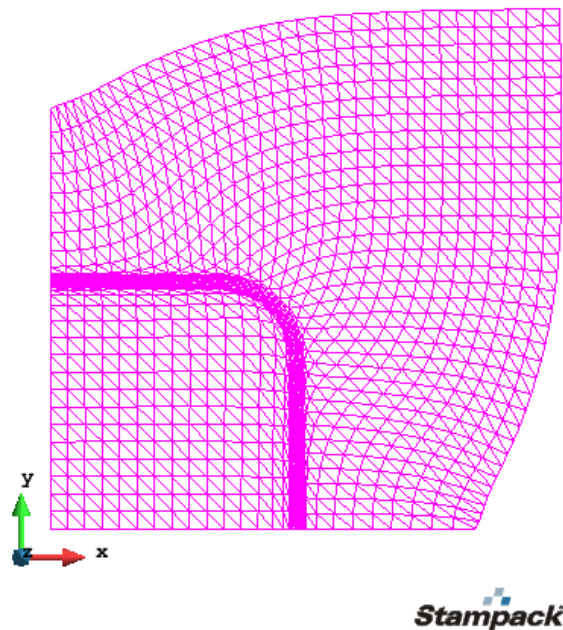


Figura 5.2 – Projeção da malha da chapa deformada, após a simulação do processo de estampagem.

De modo geral, os resultados numéricos obtidos neste trabalho, utilizando o software STAMPACK[®] apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais de Danckert (1995). Isto pode ser visto através da curva de deformação total ao longo da espessura da chapa, relacionada com mudança na espessura da chapa conformada.

A Figura 5.3 mostra os resultados da comparação dos gráficos de distribuição da deformação total da chapa ao longo da espessura, medidas experimentalmente e os resultados obtidos na simulação numérica (para a orientação LX). As medidas foram feitas a partir do centro da chapa até a extremidade. Pode-se observar na Fig. 5.3 que o resultado da simulação (curva numérica) apresenta uma mesma tendência referente à curva de resultado experimental.

Para dar mais certeza á validação do Modelo 01, é possível ainda comparar os resultados obtidos na simulação com outros resultados experimentais disponíveis no trabalho de Danckert (1995). A Figura 5.4 mostra o gráfico correspondente à comparação dos resultados experimentais com os resultados numéricos ao longo da direção diagonal LD, onde se equipara a deformação da chapa ao longo da espessura. Analisando a Fig. 5.4, é possível perceber que os valores correspondentes aos resultados experimentais e numéricos de deformação ao longo da espessura na direção LD estão bem próximos, além de apresentarem uma curva com mesma tendência.

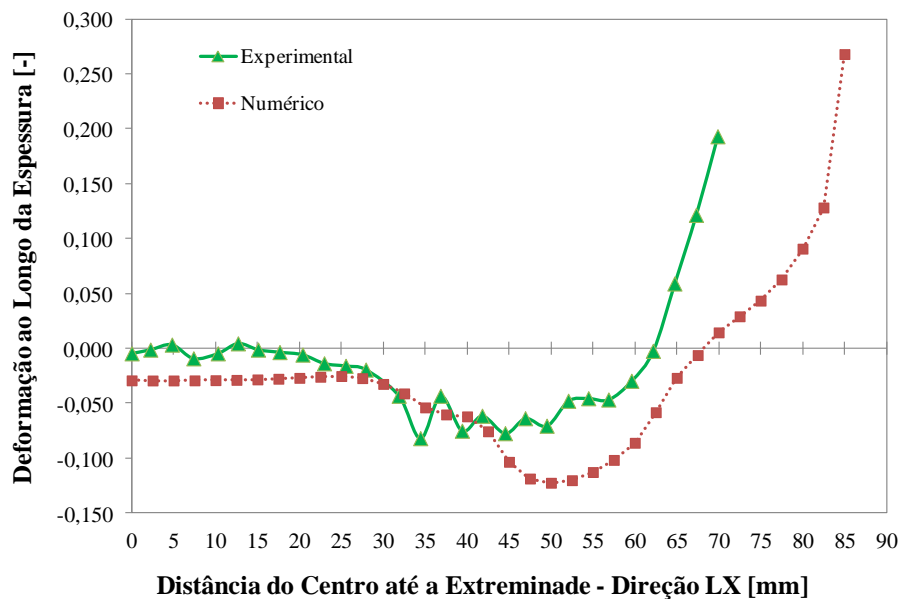


Figura 5.3 – Comparação da deformação Exp. x Num. ao longo da espessura na direção LX.

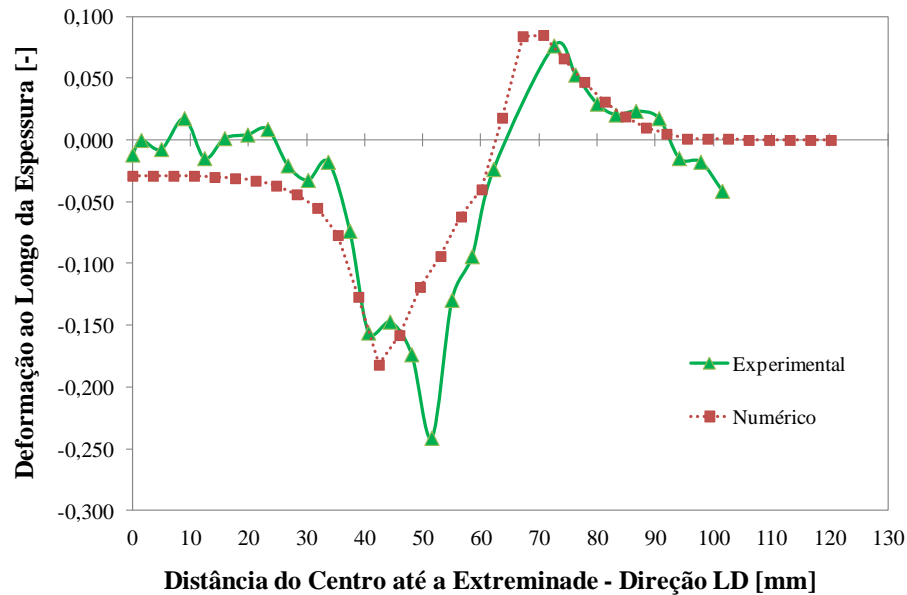


Figura 5.4 – Comparação da deformação Exp. x Num. ao longo da espessura na direção LD.

Para os dois gráficos tem-se que a distância do centro até extremidade da chapa para o modelo simulado é maior que o experimental, a possível explicação para tal acontecido é que para o modelo simulado as medidas foram feitas sem a recuperação elástica (Springback).

Apesar das diferenças existentes nos resultados das duas figuras, é possível observar um perfil de curva muito semelhante entre o simulado e o experimental, isto considerando erros decorrentes do experimento e os erros numéricos existentes, devido ao fato da solução ser aproximada. Com isto é possível dizer que o Modelo 01 está apto a representar o problema proposto.

Com esta validação é possível considerar que os resultados obtidos nas simulações posteriores são também confiáveis.

5.2. Validação do Modelo 02 em EF

Nesta fase os resultados obtidos podem ser apresentados de diversas formas e cabe ao analista realizar as adequações para obter os dados de uma forma mais compreensível possível, facilitando assim a validação do modelo proposto. Assim sendo, para a validação do Modelo 02, utiliza-se o resultado da força máxima do punção relacionada com o deslocamento (profundidade) do punção.

A validação do Modelo 02, ou seja, uma comprovação dos resultados obtidos, por

meio de uma confrontação dos resultados simulados com dados obtidos experimentalmente, foi feita por Felice Neto et al. (2011), utilizando a curva de carregamento do punção versus deslocamento obtida experimentalmente por Ferreira Filho et al. (2011). Com isto, aqui se fará uma validação do Modelo 02, confrontando os resultados obtidos numericamente neste trabalho, com os resultados obtidos numericamente no trabalho de Felice Neto et al. (2011), representado na Fig. 5.5, onde se tem a curva Força Máxima do Punção versus Deslocamento, sendo o valor máximo desta curva, um pico de aproximadamente 1700 N, referente a primeira parte da curva. No final da simulação, a força volta a subir devido ao contato da extremidade da chapa com a lateral do punção. Este comportamento aparece também no ensaio experimental de Ferreira Filho et al. (2011).



Figura 5.5 – Gráfico da Força do Punção vs. Deslocamento. Felice Neto et al. (2011).

Uma análise semelhante foi feita para o Modelo 02, a fim de verificar as forças necessárias para dobrar a chapa soldada em uma simulação numérica. Os resultados desta análise são mostrados na Fig. 5.6, onde se tem o gráfico da curva Força Máxima versus Deslocamento do Punção, nesta curva o pico máximo alcançado pela força do punção, na mesma posição medida por Felice Neto et al. (2011), foi por volta de 1770 N, valor este bem próximo do relatado pelos autores.

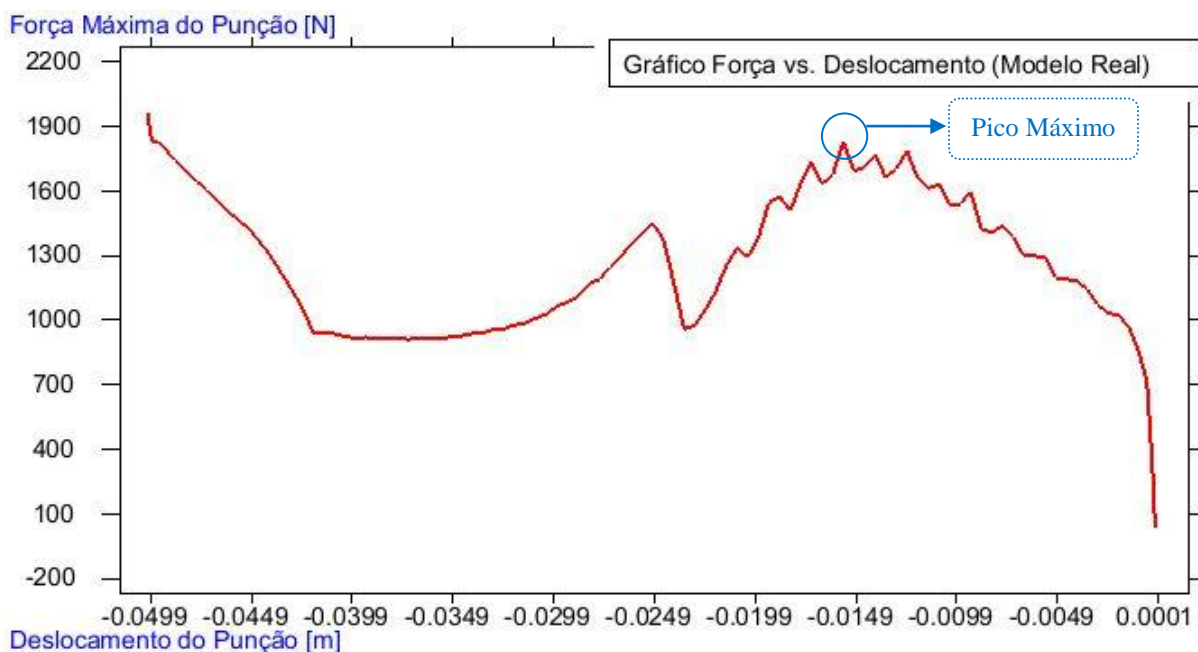


Figura 5.6 – Gráfico da Força Máxima do Punção vs. Deslocamento do Punção.

Nas Figuras 5.5 e 5.6 o deslocamento do punção é negativo (a curva carga x deslocamento está invertida), isto se deve ao fato do deslocamento imposto ao punção ser na direção negativa do eixo de referência y . Qualitativamente, pode-se constatar que ambas as curvas apresentam o mesmo comportamento durante todo o processo. Com isto é possível afirmar que o Modelo 02 é confiável para fazer os testes com o uso da teoria de similitude.

5.3. Implicações do Uso da Escala Geométrica para os Parâmetros e Resultados das Simulações em Escala do Modelo 01

Esta técnica de escala geométrica foi utilizada, a fim de se estudar o que acontece com o tempo total de processamento na simulação por elementos finitos através da solução explícito-dinâmica, bem como avaliar o comportamento do passo de tempo de acordo com a variação do fator escala geométrico utilizado, tanto para cima quanto para baixo, almejando resultados de tensão e deformação próximos ou condizentes ao do modelo em escala real, já validado.

Ao realizar simulações com modelo em escala, alguns parâmetros de entrada do projeto original são alterados enquanto outros se mantêm padrão. A mesma circunstância vale para os resultados obtidos, onde alguns são expressos, com valores na ordem da grandeza do

fator de escala geométrico, utilizado. Com os resultados das simulações em escala, foi possível avaliar alguns resultados e parâmetros de entrada importante para o estudo deste trabalho.

A utilização da escala de geometria, sem modificação nas propriedades dos materiais, implica em modificações em todos os parâmetros físicos do problema relacionados com a geometria. Neste caso, o deslocamento do punção deve acompanhar o fator de escala geométrico do problema. Baseado também no fato de que se deseja que as tensões nos modelos em escala sejam iguais as tensões no modelo em escala real, a forças aplicadas deve também sofrer alterações. Usando similitude e teoria de modelos, pode-se encontrar o fator de escala em força de modelos com escala geométrica. A definição de tensão é dada pela Eq. (5.1):

$$\sigma = \lim_{A \rightarrow 0} \left(\frac{F}{A} \right) \quad (5.1)$$

Onde, σ é a tensão, A é a área e F a força.

Como o objetivo é obter um modelo em escala com as tensões iguais ao do modelo real, e a área tem dimensão de comprimento ao quadrado, as forças envolvidas no processo devem ser multiplicadas pelo fator de escala ao quadrado (como apresentado na Tab. 3.1).

Uma das grandezas físicas que devem ser tratadas de forma diferente é a velocidade do processo (velocidade do punção neste caso), isto se deve ao fato de se introduzir na solução, problemas de origem dinâmica, que não são desejáveis.

Os resultados aqui apresentados correspondem aos quatro modelos em escala geométrica com λ igual a: 10^{-2} , 10^{-1} , 10^1 e 10^2 . Por sua vez a escala cinemática foi mantida fixa, com fator de escala constante ($\lambda = 1$).

O pós-processamento do programa utilizado neste trabalho, o STAMPAK[®], oferece vários tipos de resultados. Porém neste trabalho, foram analisados e comparados apenas os resultados mais importantes, ou seja, mais significativos para o processo de estampagem. Assim, os resultados aqui escolhidos para fazer a equiparação com o modelo em escala real foram: deformação total ao longo da espessura, deformação plástica equivalente e por fim a tensão equivalente (*von Mises*).

Após analisar e debater os resultados quantitativos do Modelo 01, o passo de tempo de cada simulação é analisado e comparado, de acordo com o fator de escala. Além disto, é

verificada a correlação do tempo total de processamento das simulações com diferentes escalas com a simulação em tamanho real.

5.3.1 Avaliação das Características dos Modelos em Escala

Analisando os dados do modelo real, tem-se uma chapa metálica com tamanho de 170 mm x 170 mm e uma malha de elementos finitos com 2,5 mm correspondente ao tamanho dos elementos triangulares. Com o uso da similitude estes valores, correspondentes ao tamanho da geometria e ao tamanho dos elementos da malha, são reduzido ou aumentado, conforme o fator de escala utilizado.

Para as quatro simulações feitas utilizando o fator de escala, foram analisados os parâmetros que sofreram influência do uso do fator de escala, na Tab. 5.1 é possível visualizar quais parâmetros se mantiveram constantes (iguais ao do modelo em escala real) e quais tiveram que ser trocados para que se tivessem resultados bons, similares aos do modelo em escala real.

Tabela 5.1 – Resultados dos parâmetros de entrada para modelos em escala e modelo real.

Fator de Escala	Amplitude [-]	Tempo [s]	Cut Off [mm]	Força do Prensa-Chapa [Tn]	Des. do Punção [mm]	Vel. do Punção [m/s]
10⁻²	padrão	padrão	padrão	4,92E-05	0,4	padrão
10⁻¹	padrão	padrão	padrão	4,92E-03	4	padrão
1	5	0,01	0,0005	4,92E-01	40	7,5
10¹	20	0,04	0,005	4,92E+01	400	padrão
10²	35	0,07	0,05	4,92E+03	4000	padrão

Des., deslocamento; Vel., velocidade

Observa-se que para os modelos com fator de escala menores (10^{-2} e 10^{-1}), os valores dos parâmetros de amplitude, tempo, cut off e velocidade do punção, são mantidos nos mesmos níveis do modelo em escala real (1). Porém à medida que se utiliza um fator de escala maior (10^1 e 10^2), onde a geometria do modelo (chapa-ferramentas) e a geometria da malha são aumentadas, se faz necessário a alteração de mais parâmetros de entrada para alcançar resultados condizentes com o modelo em escala real.

Ao analisar os parâmetros que acompanham o fator de escala, é possível notar que apenas os parâmetros de cut off, força do prensa-chapa e deslocamento do punção apresentam uma correlação com os respectivos fatores de escala utilizados, isto pode ser explicado pelo fato destes parâmetros estarem ligados diretamente ao comprimento ou área da chapa, enquanto os outros dois parâmetros, amplitude e tempo, estes dependem de cálculos numéricos internos do código, e são responsáveis por limitar as oscilações numéricas que acontecem durante a simulação, ou seja, são importantes para descrever o amortecimento do sistema, tornando os cálculos do problema mais estáveis.

Partido desta ideia, o que foi percebido ao analisar este resultado é que estes parâmetros referentes ao amortecimento (amplitude e tempo) são valores bastante sensíveis, onde os valores padrão devem ser alterados quando se utiliza fatores de escala grandes, ou quando se tem modelo com geometria e tamanho de elementos muito grandes.

Ainda analisando os resultados dos valores dos parâmetros de entrada, foi verificado que para a força do prensa-chapa, deveria ser usada uma escala de força que mantivesse a mesma pressão na chapa. A força do prensa-chapas tem a função de controlar a entrada de material na cavidade da matriz e evitar a formação de rugas no processo de estampagem. Tendo em vista este argumento, a força do prensa-chapa foi multiplicada pelo valor da escala de geometria ao quadrado (λ^2).

5.3.2 Gradientes de Deformação ao Longo da Espessura

A escolha deste resultado foi feita devido a importância da distribuição de deformação ao longo da espessura da chapa no processo de estampagem. Este resultado é uma grandeza adimensional que representa a variação da espessura que ocorre na chapa durante o processo de estampagem. Com isto é possível observar se o produto vai apresentar falhas, tais como rugas, estrição e outros.

Considerando a resposta referente a deformação ocorrida ao longo da espessura da chapa para os quatro modelos simulados com escala, observa que os valores obtidos nos modelos em escala estão próximos aos resultados do modelo em escala real. Nestes resultados, a deformação negativa indica uma diminuição na espessura da chapa e positiva um aumento na espessura. De acordo com a Fig. 5.7, o modelo em escala real apresenta um ótimo comportamento das deformações ao longo da espessura, apresentando uma escala de valores, limitada por um valor mínimo de -0,189 e um valor máximo de 0,335.

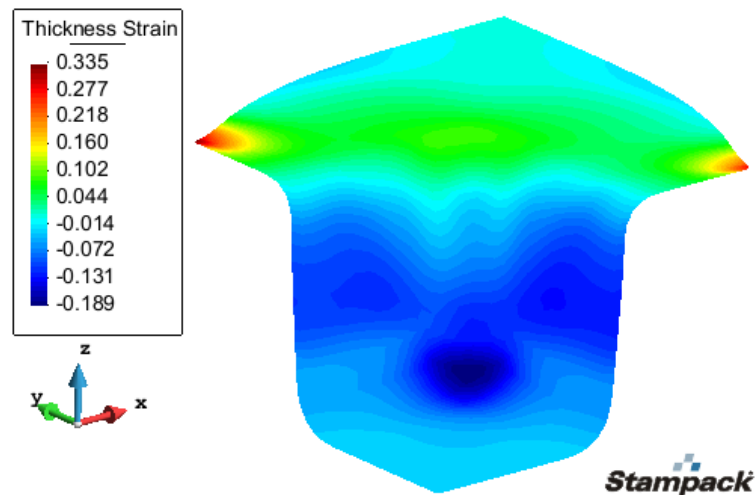


Figura 5.7 – Deformação ao longo da espessura do modelo em escala real.

Apresentado o resultado do modelo em escala real, pode-se agora fazer uma análise comparativa com os quatro modelos em escala. Iniciando pelo modelo com fator de escala menor (10^{-2}), cujo resultado final da distribuição de deformação ao longo da espessura é mostrado na Fig. 5.8. Nesta figura é possível notar que os valores na escala de deformação são praticamente os mesmos valores do modelo em escala real, onde para os valores máximos e mínimos a deformação ao longo da espessura foi limitada por um valor mínimo de -0,186 e por um valor máximo de 0,335. O valor máximo foi o mesmo encontrado no modelo em escala real, já o valor mínimo aqui encontrado difere-se do valor em escala real que foi de -0,189, apresentando um erro relativo aproximado de 1,5%. Isso pode ser explicado pelo fato deste valor corresponder a região crítica de afinamento da chapa, e esta por sua vez se apresentar mais sensível aos cálculos de aproximação numérica. Outra forma utilizada para comparar os resultados é observando a distribuição das escalas de cores no modelo (resultado qualitativo), neste caso é possível perceber que a distribuição, tendência em toda região dos modelos (real e em escala) é praticamente a mesma.

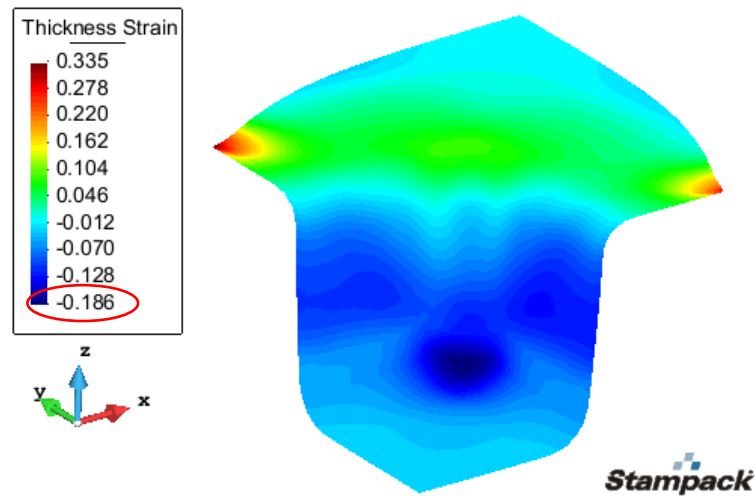


Figura 5.8 – Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^{-2} .

Para o caso do modelo com fator de escala 10^{-1} , a distribuição de deformação ao longo da espessura é exibida na Fig. 5.9. Ao analisar os resultados deste modelo em escala é possível observar que os valores da escala de deformação máximo e mínimo, são diferentes dos valores correspondentes ao modelo de escala real, porém estas alterações nos resultados não comprometem o modelo, pois a maior diferença relativa de deformação corresponde ao valor de mínimo, foi de aproximadamente 1,5%. Ainda observando a distribuição de deformação ao longo da espessura é possível visualizar que não existe nenhuma região notável em divergência com a distribuição de deformação do modelo real.

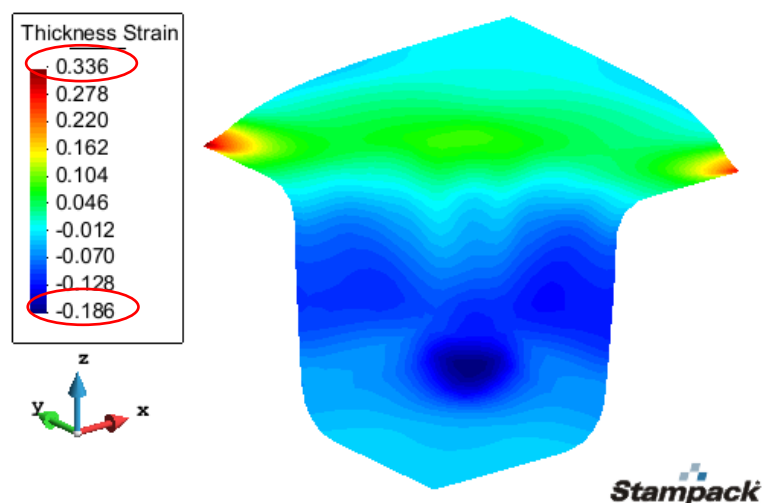


Figura 5.9 – Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^{-1} .

O limite máximo e mínimo da deformação ao longo da espessura vai mudando conforme o fator de escala vai aumentando, ou seja, com o aumento do fator de escala os resultados se tornam muito mais sensíveis, conforme mostra a Fig. 5.10, onde se tem a deformação ao longo da espessura da chapa para simulação do modelo com fator de escala (10^1). Também é importante observar que a distribuição das cores ao longo da chapa conformada não se difere muito do modelo real, apesar das variações dos resultados apresentarem um valor com diferença relativa máxima de 1,2% para o resultado do modelo inicial em escala real.

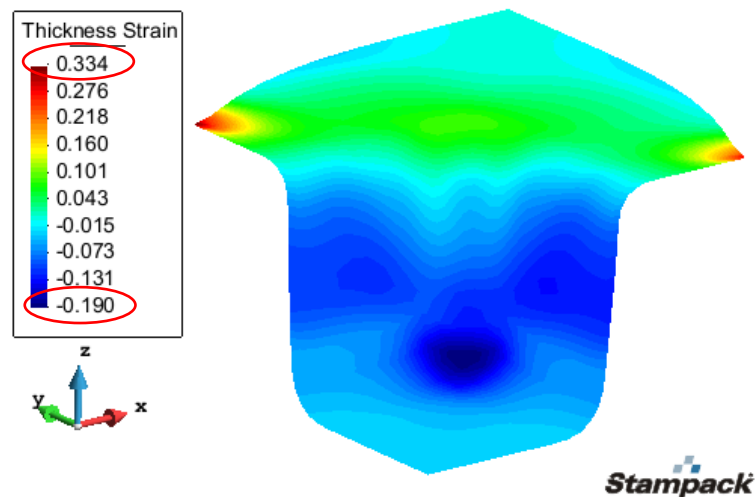


Figura 5.10 – Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^1 .

Continuando a exibição e a discussão dos resultados correspondentes a deformação ao longo da espessura tem-se a Fig. 5.11, onde são apresenta a escala de valores máximos e mínimos para a deformação final da chapa ao longo da espessura bem como a distribuição das cores correspondentes a cada valor de deformação para o modelo com fator de escala (10^2). Aqui foi observado que os valores dos limites mínimo e máximo da escala de deformação tiveram uma diferença relativa com os valores do modelo real de 2,1% para o valor da escala mínima e uma diferença de 0,6% para o valor máximo.

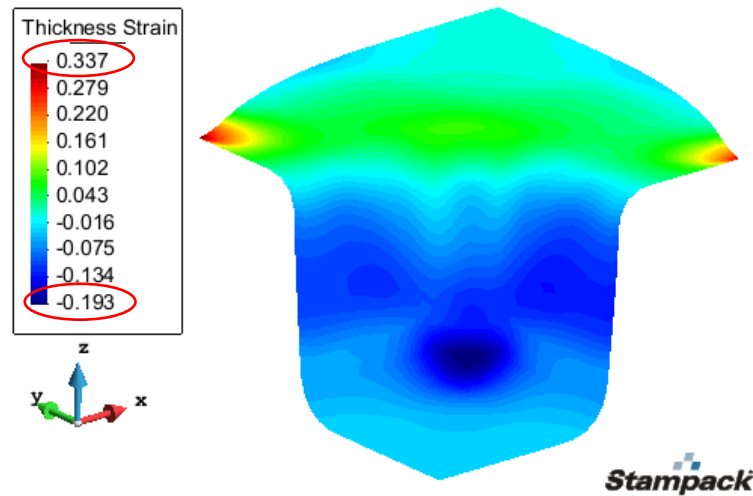


Figura 5.11 – Deformação ao longo da espessura do modelo com fator de escala 10^2 .

Com os resultados aqui obtidos, é possível verificar uma tendência de divergência dos valores das deformações ao longo da espessura da chapa, pois à medida que se vai fazendo o uso de fatores de escala maiores, mais os valores da escala mínima e máxima da distribuição de deformação na chapa tendem a apresentar diferenças maiores do que os resultados referentes ao modelo em escala real. Para o caso da distribuição das cores correspondentes aos valores de deformação, observou-se que em todos os cinco modelos (real e em escala) apresentaram um mesmo padrão de distribuição, isto mostra que as regiões críticas de afinamento e enrugamento das simulações em escala, continuaram as mesmas do modelo real que por sua vez equivale ao modelo experimental.

5.3.3 Distribuição de Deformação Plástica Efetiva

Outro fator importante a ser considerado para verificação do uso da técnica de similitude em engenharia para simulação de estampagem de chapas metálicas é a deformação plástica efetiva sofrida pelo material, que fisicamente é entendida como a soma total das deformações acumuladas pela chapa. Esta deformação ocorre quando a combinação de tensão na chapa excede o limite elástico, segundo o critério de escoamento adotado.

A deformação plástica é uma variável cumulativa de natureza adimensional, neste caso também os valores nos modelos em escala devem ser os mesmos do modelo em escala real. Assim tem-se na Fig. 5.12 o mapa de deformação plástica efetiva, referente a parte superior da chapa para o modelo simulado em escala real. Pode-se ainda perceber na figura, a região

onde se concentra a maior deformação plástica da chapa conformada, tendo como referência esta região crítica, para poder equiparar os modelos em escala com o modelo em escala real. Também o valor de máxima deformação (0,890) será comparado entre os modelos.

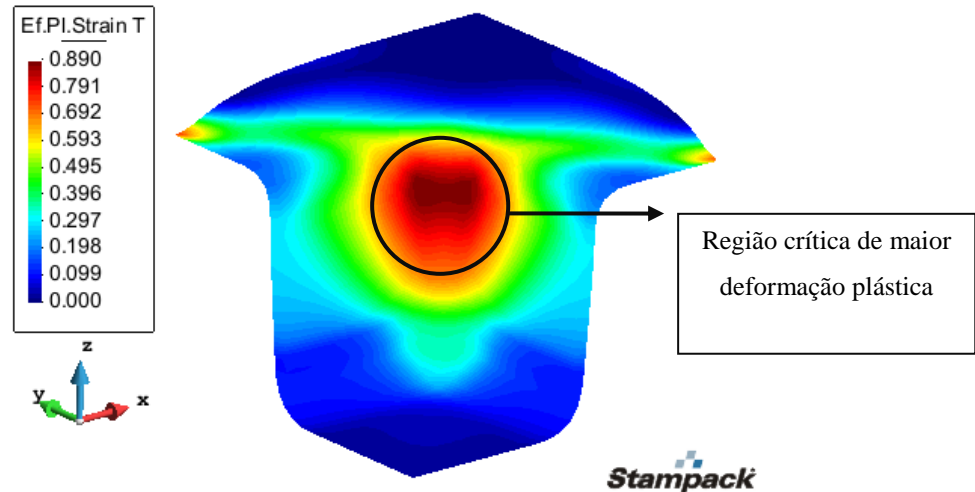


Figura 5.12 – Deformação plástica efetiva referente ao modelo simulado em escala real.

As Figuras 5.13 à 5.15 mostram a distribuição do campo de deformação plástica efetiva para a simulação dos modelos com os seguintes fatores de escala, são eles: 10^{-2} , 10^{-1} e 10^1 .

Ao analisar os resultados é possível verificar uma estabilização da escala de valores máximos e mínimos de deformação plástica, pois se observa que para estes três modelos em escala, os valores máximo de deformação plástica ficam na ordem de 0,890, ou seja, o mesmo valor existente no resultado do modelo simulado em escala real. Ainda sobre os resultados mostrados pelas figuras, é possível verificar que a região crítica de máxima deformação plástica na chapa estampada é praticamente a mesma apresentada no modelo real, ou seja, tanto a distribuição do campo de deformação quanto a localização da região crítica de máxima deformação plástica apresentam a mesma característica, semelhança do resultado modelo simulado em escala real.

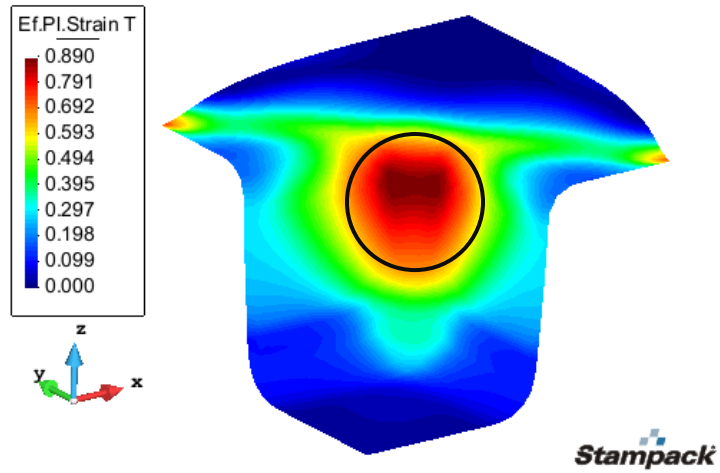


Figura 5.13 – Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^{-2} .

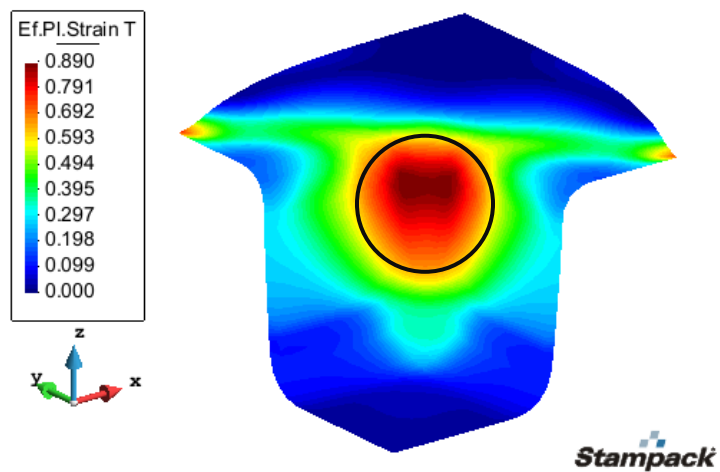


Figura 5.14 – Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^{-1} .

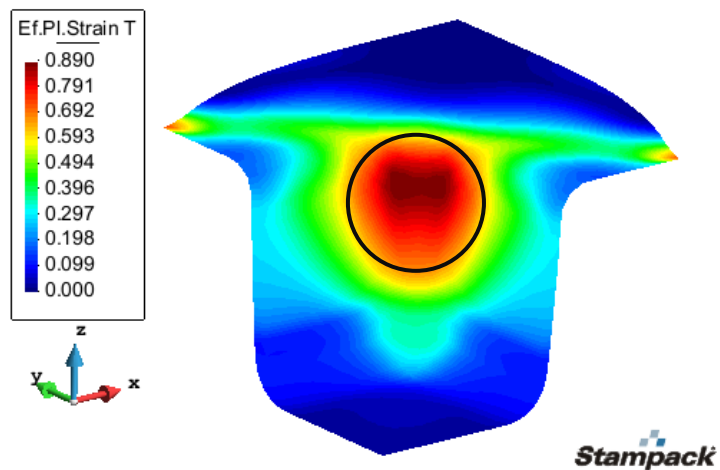


Figura 5.15 – Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^1 .

Diferente dos resultados exibidos pelos fatores de escala anteriores, das Fig. 5.13 à Fig. 5.15, os resultados de deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^2 , exibido na Fig. 5.16, mostrou-se com variações dentro da escala de valores máximos e mínimos de deformação plástica efetiva, já a região crítica da chapa estampada apresentou uma mesma distribuição e localização do campo de deformação do modelo real. Com respeito aos valores de deformação plástica, é observado na figura abaixo que o valor máximo de deformação apresentou uma diferença relativa de 1,2% do valor obtido em escala real.

Porém o que mais chamou a atenção aqui foi referente ao valor mínimo da escala que deveria ser zero, este apresentou um resultado de 1% de deformação. Normalmente, a parte central do fundo e a extremidade superior (canto) da chapa conformada, ambos identificados na Fig. 5.16, não sofrem deformações, onde a espessura da chapa continua praticamente a mesma. Esta diferença pode ser atribuída ao fato de que há um limite para o uso de fatores de escala em simulações computacionais de conformação de chapas, pois quanto maior o fator de escala utilizado mais parâmetros devem ser modificados para convergência do problema, isto acaba deixando os cálculos mais sensíveis a erros.

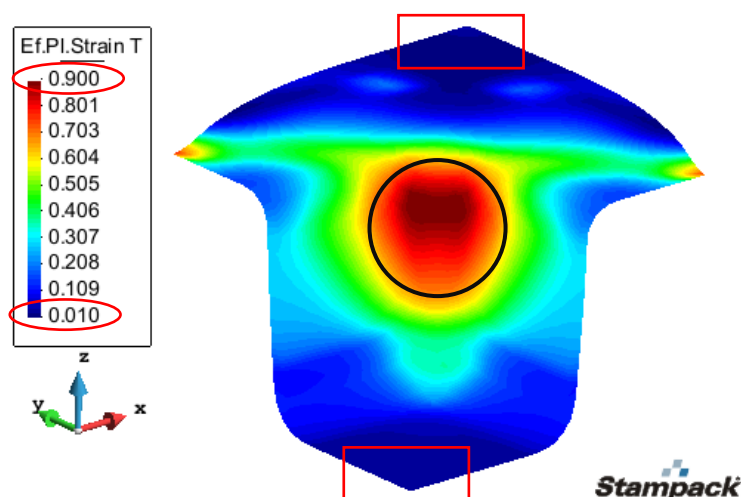


Figura 5.16 – Deformação plástica efetiva para o modelo simulado com fator de escala 10^2 .

5.3.4 Tensão Equivalente de von Mises para Modelos em Escala

A tensão equivalente de von Mises é usada para se ter uma ideia do estado de tensão na da chapa. Com este resultado é possível identificar as regiões críticas que foram mais submetidas aos esforços envolvidos no processo de estampagem.

Para analisar os resultados obtidos através das simulações dos modelos em escala, foram utilizados os resultados do modelo simulado em escala real. Neste caso foram discutidas as diferenças nos valores máximos e mínimos, bem como a distribuição qualitativa das tensões equivalentes de von Mises. Os resultados do modelo real são mostrados na Fig. 5.17.

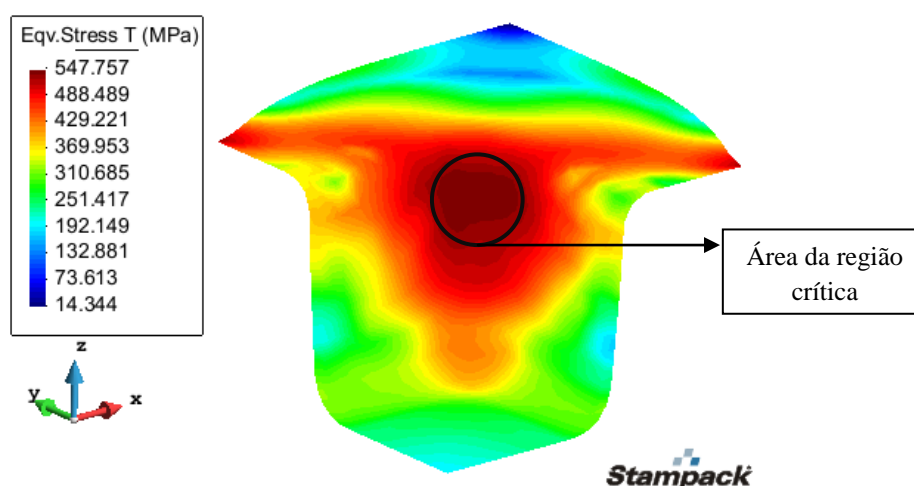


Figura 5.17 – Tensão equivalente de von Mises para o modelo simulado em escala real.

A distribuição de tensão de von Mises para a chapa conformada mostrado na Fig. 5.18, foi gerada com base na simulação do modelo com fator de escala 10^{-2} . Analisando os resultados aqui obtidos, nota-se que os valores mínimos e máximos na escala de tensão, apresentaram uma diferença relativa com respeito ao modelo em escala real de 13,7% e 0,8% respectivamente. Aqui se verifica que a maior diferença ocorreu para a tensão mínima, que são valores pequenos de tensão para uma chapa de aço, esta diferença não afetaria a análise de um processo de simulação.

Para a simulação do modelo feito com fator de escala 10^{-1} , tem-se a Fig. 5.19, esta mostra o resultado final do campo de distribuição de tensão equivalente, após a deformação final da chapa. Onde se observa que o valor mínimo na escala de tensão foi de 12,8 MPa, sendo este um valor com 10,7% de diferença do resultado em escala real, já para o valor máximo que é realmente importante, este apresentou um valor de 549,5 MPa, representando uma diferença de 0,3% do valor encontrado no modelo real.

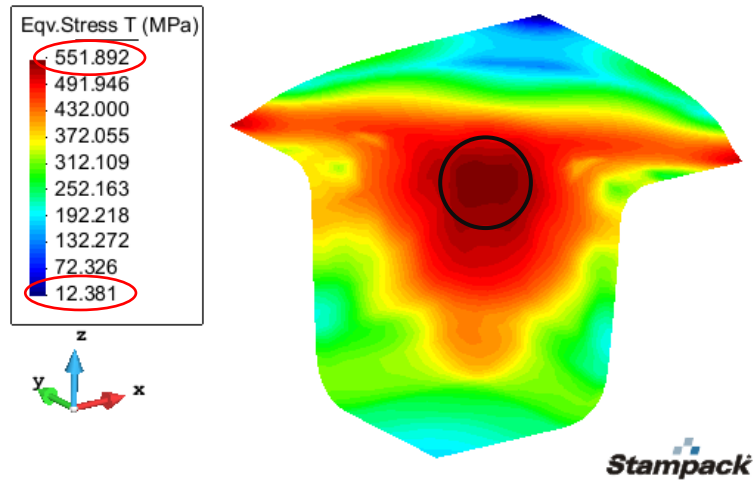


Figura 5.18 – Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^{-2} .

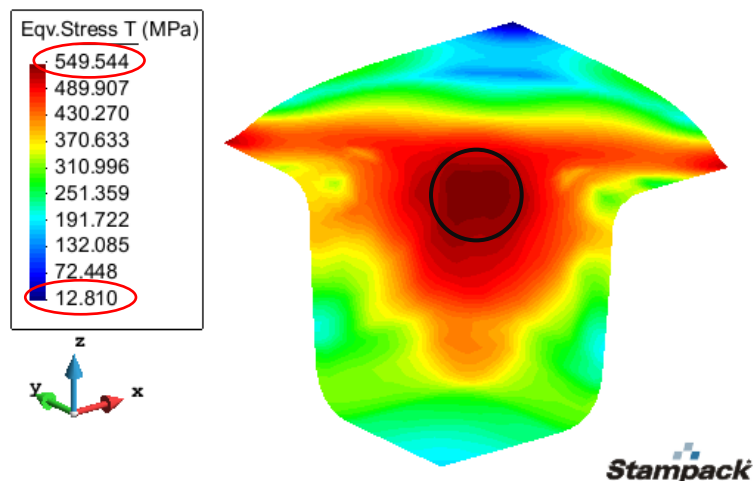


Figura 5.19 – Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^{-1} .

Agora analisando o perfil da distribuição de tensão de von Mises para o modelo com fator de escala 10^1 , mostrado na Fig. 5.20. Pode-se observar a existência de uma diferença em torno de 3,9% no valor mínimo encontrado para o resultado do modelo real, sendo esta a menor diferença até agora encontrada para o valor mínimo da escala de tensão. Já para o resultado correspondente ao valor máximo da escala de tensão, percebe-se que o valor encontrado (545,183 MPa) apresentou uma pequena variação, com base no resultado encontrado no modelo real, sendo esta uma diferença de aproximadamente 0,4%.

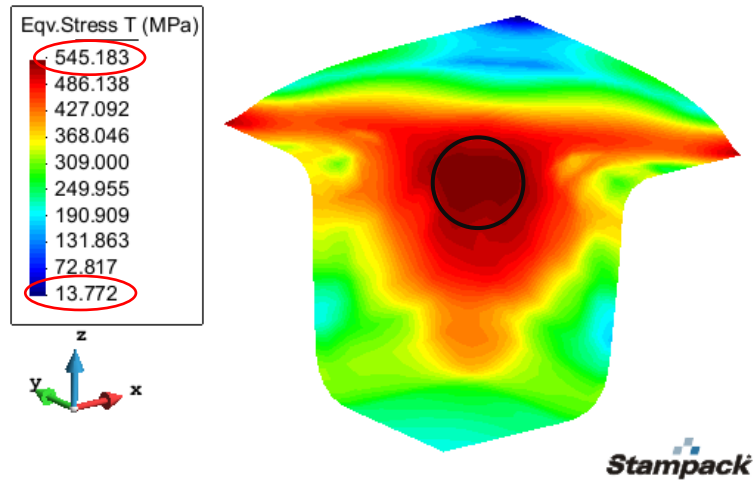


Figura 5.20 – Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^1 .

Nos resultados mostrados na Fig. 5.21, referente a tensão equivalente de von Mises para a simulação feita com fator de escala 10^2 , observa-se que o valor mínimo da escala de tensão está muito alto, na ordem de 100,998 MPa. Isso corresponde a uma diferença relativa de 604,7% em relação ao resultado do valor mínimo encontrado para o modelo em escala real, enquanto para o valor máximo a diferença existente é de 0,4% referente ao valor do modelo em escala real, este se mantendo aproximadamente o mesmo dos resultados anteriores. O alto valor exibido na escala mínima de tensão pode explicar o motivo pela qual a deformação mínima efetiva neste modelo em escala, não ser nula.

A figura a baixo mostrou ainda um resultado que chamou bastante atenção quanto a distribuição de tensão equivalente ao longo de toda chapa conformada. As cores distribuídas graficamente na chapa correspondem um valor na escala de tensão, com isso é possível perceber, que houve vários pontos ao longo da chapa, em que a intensidade das cores ficou mais forte, ou seja, mais visíveis, provocando assim uma nítida diferença na distribuição gráfica das cores ao longo da chapa estampada, quando comparado ao modelo real.

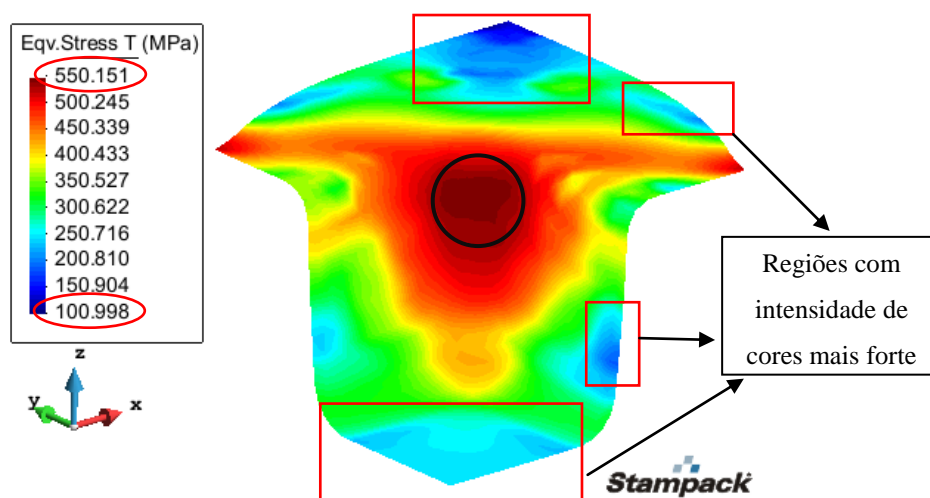


Figura 5.21 – Tensão equivalente de von Mises para o modelo com fator de escala 10^2 .

Os resultados aqui obtidos até o modelo simulado com fator de escala 10^1 mostram-se bem condizentes com a teoria desenvolvida até então, já o modelo com fator de escala 10^2 , este apresentou resultados diferente de todos os demais modelos, isto pode ser atribuído ao fato de que, quanto maior o fator de escala utilizado mais parâmetros de entrada devem ser modificados para se alcançar a convergência do problema. Porém mesmo conseguindo a convergência do problema isto não necessariamente faz com que os resultados obtidos sejam condizentes ao modelo em escala real. Simplificando tudo de uma maneira geral, pode-se dizer que quanto maior o fator de escala utilizado, mais variáveis de entrada devem ser alteradas, tornando assim os resultados mais suscetíveis a mudanças. Estes erros, muito provavelmente, também podem estar relacionados com o tamanho dos elementos usados nesta escala.

5.3.5 Avaliação Comparativa do Tempo de Simulação (CPU) e Passo de Tempo

O MEF explícito calcula um passo de tempo (*time step*) para execução dos cálculos em etapas, este passo de tempo esta correlacionado diretamente ao tempo total de simulação gasto pelo computador/processador para solucionar o problema proposto. Com isto foi extraído dos modelos simulados em escala real e dos quatros modelos simulados com fator de escala, os resultados referentes tanto ao passo de tempo quanto ao tempo final de processamento das simulações para cada modelo, estes resultados são mostrados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados para os parâmetros de tempo dos modelos real e com fator de escala.

Fator de Escala	Passo de tempo [s]	Tempo (CPU) [s]	Ve. Pu. [m/s]
10^{-2}	2,97E-09	706	7,5
10^{-1}	2,97E-08	156	7,5
1	2,97E-07	105	7,5
10	2,97E-06	97	7,5
10^2	2,94E-05	93	7,5

Ve. Pu., velocidade do punção.

Os resultados obtidos para as simulações descritas na tabela acima são apresentados a seguir, por meio de gráficos das curvas com escala logarítmica do passo de tempo e tempo de simulação total, encontradas ao fim do processo de conformação.

Inicialmente selecionando apenas os valores de tempo da coluna correspondente aos resultados de passo de tempo, resultante das simulações, foi possível gerar um gráfico de passo de tempo versus fator de escala, mostrado na Fig. 5.22.

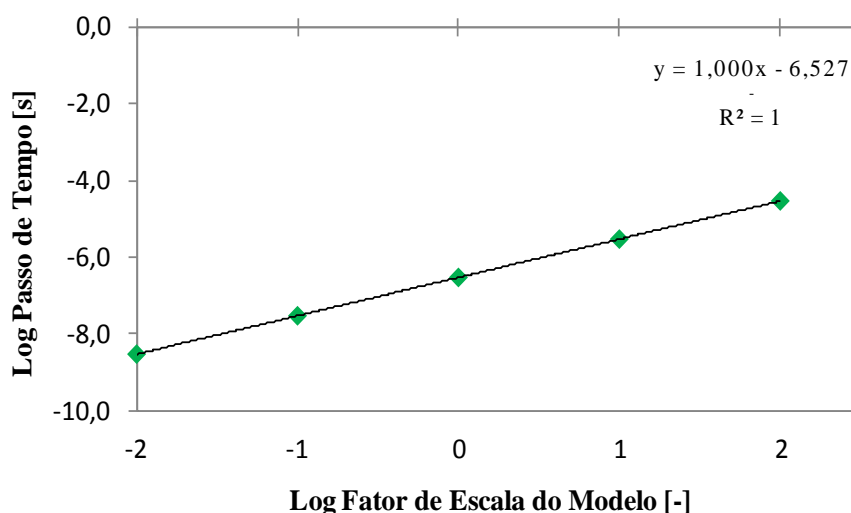


Figura 5.22 – Gráfico do comportamento do passo de tempo versus fator de escala.

Como é possível observar na Fig. 5.22, o passo de tempo de integração dos modelos cresce linearmente com o fator de escala geométrico. É possível ainda observar que, o valor do passo de tempo sofre um aumento proporcional e na mesma escala do fator de escala geométrica do modelo. Este comportamento do passo de tempo já era esperado, pois

conforme pode ser visto na Eq. (2.22), o passo de tempo crítico muda diretamente com o tamanho característico do menor elemento da malha.

Com relação ao tempo total de processamento, tem-se a Fig. 5.23 que mostra o gráfico de ajuste da curva aos resultados de tempo final de simulação para todos os modelos (em escala e real). Com a curva polinomial utilizada para ajuste dos dados encontrada, observa-se que o tempo de simulação (CPU) decresce com o fator de escala. Em um primeiro momento o tempo de simulação diminui muito, posterior a isto é possível visualizar uma tendência de estabilização do tempo total de processamento.

Tal acontecimento pode ser explicado pelo fato de se manter a velocidade constante para todos os modelos. Como nos modelos com fator de escala menor do que a unidade (10^{-2} e 10^{-1}), a distância percorrida pelo punção diminui. Com isto, o tempo físico do processo de estampagem diminui proporcionalmente com a escala, diminuindo assim, o tempo total de simulação. Já para os modelos em escala ampliada (acima da escala real), a tendência de estabilização do tempo de simulação acontece devido ao fato da velocidade do punção se manter constante e a distância a ser percorrida por ele, aumentar.

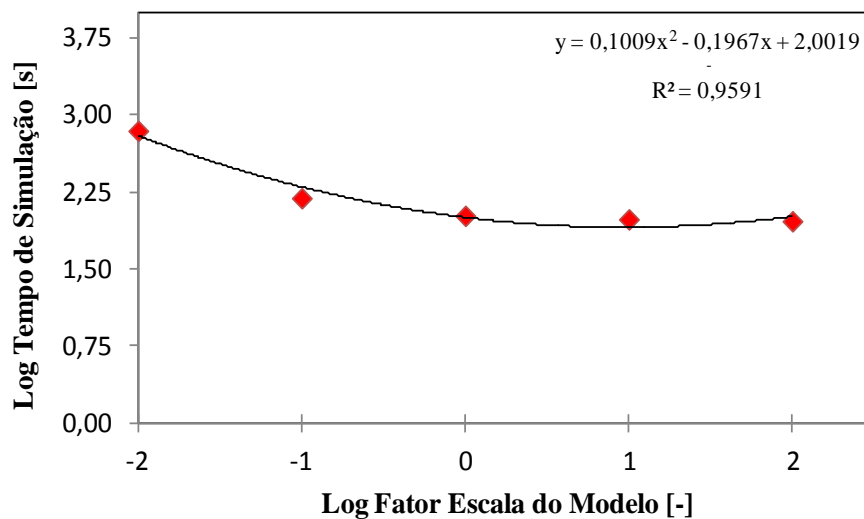


Figura 5.23 – Gráfico do tempo total de simulação (CPU) versus fator de escala.

Neste trabalho, foi aplicada a similitude em engenharia para se estudar uma técnica de modo a reduzir o tempo de processamento gasto na simulação. Com os resultados obtidos até agora é possível notar que o uso desta ferramenta é favorável principalmente para problemas de conformação com pequenas geometrias, onde normalmente o tempo de simulação é muito alto. É importante ressaltar aqui que as simulações computacionais são soluções numéricas

aproximadas então quanto mais parâmetros tiverem para modificar mais inconsistências se terá na resolução dos cálculos do problema. Outro aspecto que influencia os resultados e a convergência do problema é o tamanho do elemento, pois quando se faz o uso do maior fator de escala, percebe-se que o tamanho característico dos elementos da malha é extremamente grande e com alta rigidez o que pode acarretar problemas dinâmicos devido a inércia.

De maneira geral, o uso da técnica de escala geométrica se mostrou uma ótima resposta para a redução do tempo final de simulação. Porém pelos resultados obtidos percebe-se que, não somente o fator de escala geométrico deve ser alterado, mas também o fator de escala cinemática. Pois à medida que se aumenta a escala geométrica com a velocidade constante, o tempo de cálculo se torna maior devido ao aumento da distância do deslocamento do punção ao final do seu curso. Fazendo assim, com que o tempo final de CPU tende a se estabilizar com o aumento do fator de escala geométrico. Entretanto, a escala cinemática deve ser analisada com mais detalhes, pois pode acarretar problemas dinâmicos e de reconhecimento de contato.

5.4. Resultados das Simulações em Escalas do Modelo 02 (Chapa Dobrada)

Estes resultados têm como objetivo, comprovar que uso da teoria de modelos em similitude funciona não somente para simulação de um problema específico de estampagem de chapa, mas como para qualquer simulação de problemas de deformação plástica utilizando a integração explícito-dinâmica no tempo como método de solução.

Os resultados obtidos para as simulações aqui descritas são apresentados a seguir, por meio de tabelas, gráficos e figuras. Para as análises, os resultados aqui escolhidos foram: variáveis de entrada, forma final da chapa dobrada, deformação plástica efetiva, tensão equivalente de von Mises, força do punção, passo de tempo e tempo final de simulação encontrada ao fim do processo de dobramento da chapa soldada.

De maneira análoga as análises dos resultados, feita no tópico anterior, aqui também seguiu-se a mesma linha, analisando os valores mínimos e máximos da escala dos resultados e ainda verificando qualitativamente a distribuição das cores nos modelos. Todos estes resultados foram comparados com os resultados obtidos na simulação do modelo em escala real.

5.4.1. Resultados para as Variáveis de Entrada do STAMPACK®

Foi visto nos resultados do Modelo anterior (01) que, algumas variáveis de entrada do software são modificadas, a fim de garantir a perfeita similitude entre protótipo e modelo em escala e como isto, se alcançar a convergência do problema. Com base nisto, tem-se a Tab. 5.3, onde são exibidas as variáveis de entrada para o modelo em escala real e para a simulação dos dois modelos com fator de escala 10^1 .

Tabela 5.3 – Resultados dos parâmetros de entrada para o modelo real e em escalas.

Escala	Amplitude [-]	Tempo [s]	Cut Off [mm]	Deslocamento Punção [mm]	Velocidade do Punção [m/s]
1	5	0,01	0,0005	50	0,375
10¹	50	0,1	0,005	500	3,750
10¹	50	0,1	0,005	500	1.125

Analisando os resultados é possível notar que, todas as variáveis de entrada tiveram que ser alteradas e quase todas estas acompanharam proporcionalmente o fator de escala, com exceção do parâmetro velocidade. Para este utilizou-se inicialmente uma escala cinemática proporcional ao fator de escala geométrico, ou seja, uma velocidade dez vezes aumentada, porém de antemão já fica aqui descrito que, alguns resultados desta simulação não foram condizentes com os resultados do modelo em escala real, então se resolveu fazer alguns testes para saber qual a melhor velocidade que poderia ser utilizada, a fim de se obter tempos de simulação menores e resultados bons o suficiente para serem comparados aos resultados da simulação em escala real. Por fim foi visto que a maior velocidade que atende tanto os resultados bons quanto menor tempo de simulação foi 1,125 m/s, este exibido na tabela acima, correspondente a um fator de escala cinemática $\lambda = 3$, ou seja, um valor três vezes maior que o inicial. Isto será comprovado com a discussão dos próximos resultados.

5.4.2. Simulação 3D do Ensaio do Modelo Real e do Modelo com Fator de Escala

Ao realizar simulações em três dimensões com modelo real e em escala, é possível observar o comportamento da forma geométrica da chapa após o processo de dobramento e

assim fazer uma análise comparativa entre os três resultados encontrados. As Figuras 5.24 à 5.26 mostram o deslocamento total no eixo y para as simulações da chapa dobrada em escala real, em escala geométrica e cinemática de 10^1 e em escala geométrica de 10^1 com velocidade aumentada (escala cinemática) três vezes respectivamente.

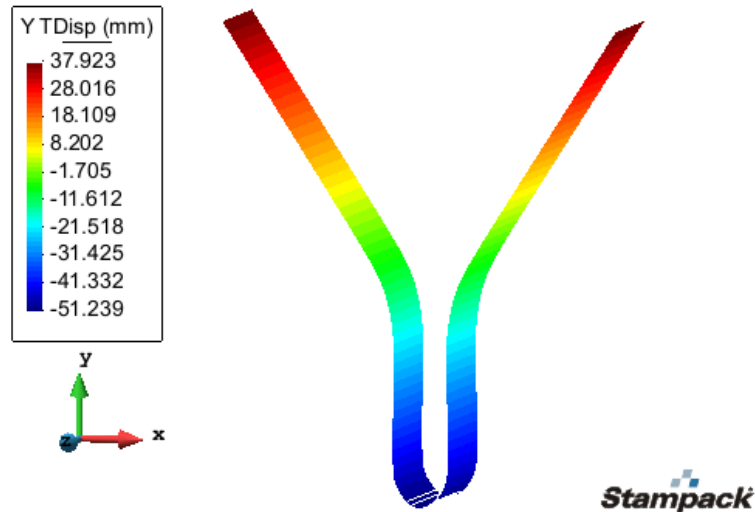


Figura 5.24 – Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, simulado em escala real.

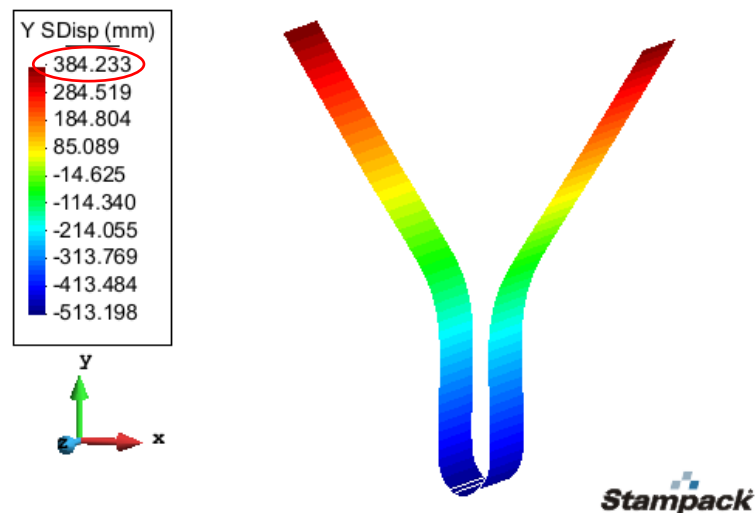


Figura 5.25 – Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, com escala geométrica e cinemática de 10^1 .

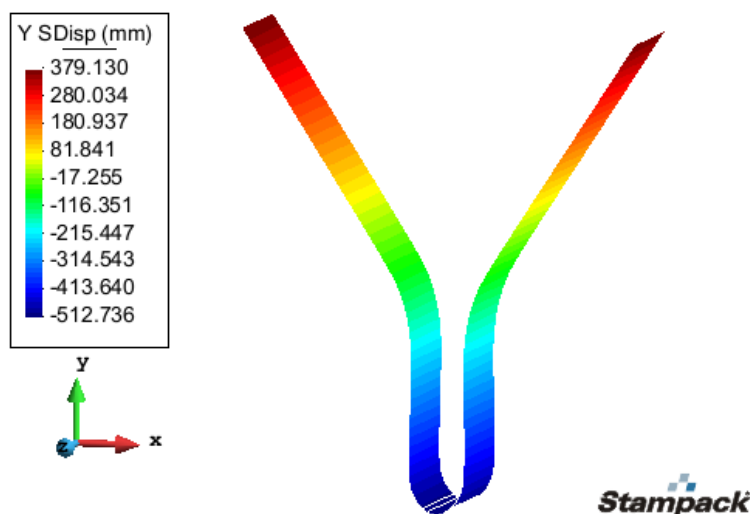


Figura 5.26 – Forma final do corpo de prova e deslocamento na direção y, com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.

É possível observar que o formato final da chapa dobrada para os dois modelos em escala, encontram-se dentro do comportamento esperado assim como os deslocamentos na direção y ao longo da chapa, isto quando se comparado aos resultados do modelo em escala real.

Verificando os valores mínimos e máximos para escala de deslocamento, percebe-se que o modelo em escala com velocidade aumentada três vezes apresenta valores muito próximos dos valores em escala real. Já para o modelo em escala com velocidade aumentada na mesma proporção do fator de escala, este apresenta uma diferença relativa de aproximadamente 1,4% referente ao valor máximo da escala de deslocamento, marcado na Fig. 5.25. Esta diferença não é tão expressiva assim, pois este valor máximo encontrado, possivelmente se dá devido à reação dinâmica existente na simulação, onde a chapa se desloca/move mais, devido ao aumento da velocidade do punção (aumentada dez vezes). É importante lembrar que os valores apresentados nas Fig. 5.25 e 5.26, estão aumentados na mesma ordem do fator de escala, ou seja, estes aparecem desta forma pelo fato da geometria da peça ter sido aumentada dez vezes.

5.4.3. Comportamento da Deformação Plástica Efetiva

Outro resultado importante a ser considerado nas análises, é distribuição do campo de deformação plástica ao longo da chapa conformada, estes resultados podem ser visualizados

nas Fig. 5.27 à Fig. 5.29, onde tem-se o campo de deformação plástica efetiva para o modelo em escala real, para o modelo em escala com geometria e velocidade aumentada dez vezes e para o modelo em escala com geometria em dez vezes e velocidade aumentada três vezes.

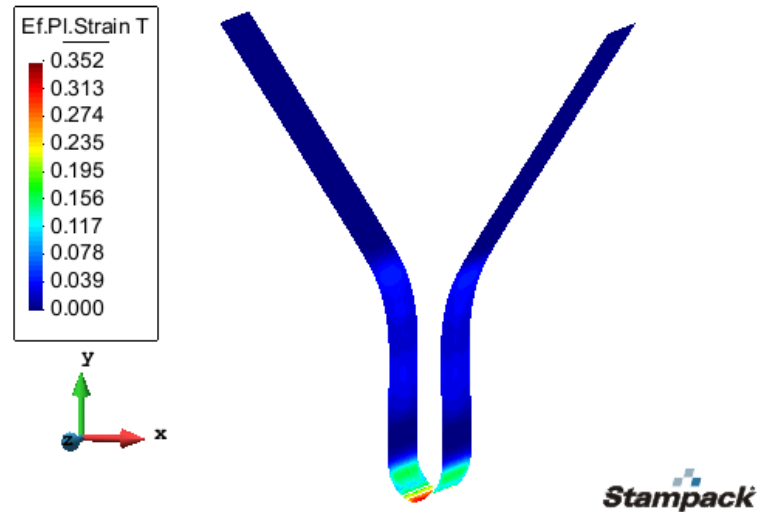


Figura 5.27 – Campo de deformação plástica efetiva para modelo real.

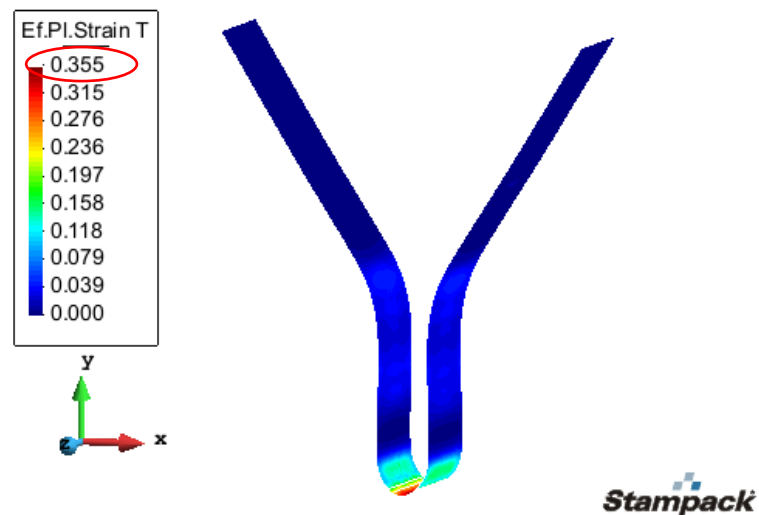


Figura 5.28 – Campo de deformação plástica efetiva para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1 .

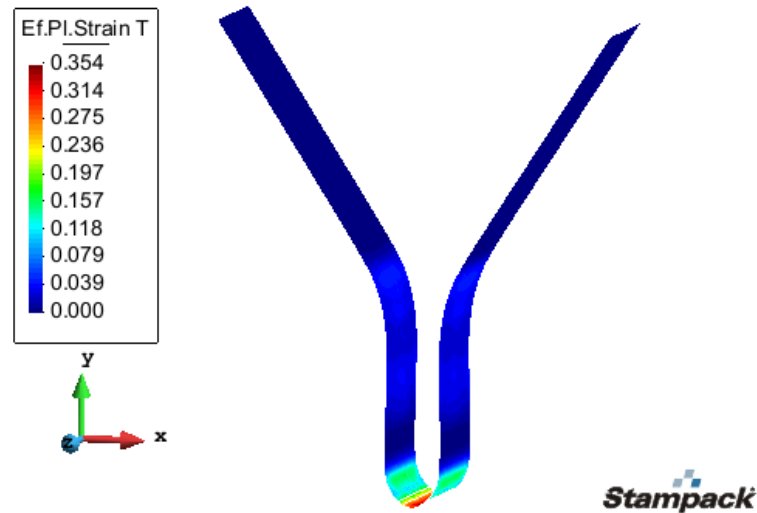


Figura 5.29 – Campo de deformação plástica efetiva para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.

Os resultados quantitativos apresentados pelas Fig. 5.28 e Fig. 5.29, referente a distribuição de deformação plástica ao longo da chapa dobrada, são amplamente aceitáveis, pois ao analisar os valores mínimos e máximos da escala de deformação plástica pode-se observar que a maior diferença aconteceu para o máximo valor de deformação plástica do modelo em escala com velocidade aumentada em dez vezes, ver valor em destaque na Fig. 5.28. A diferença relativa neste caso foi de aproximadamente 0,9%, onde esta variação pode ser atribuída à alguma aproximação nos cálculos do problema. Percebe-se ainda, que a distribuição das cores graficamente ao longo da chapa dobrada, acompanham uma mesma tendência do padrão encontrado para o modelo em escala real.

5.4.4. Tensão de von Mises para Modelo Real e em Escala

A tensão equivalente (von Mises) é tratada como uma condição de estado, onde se considera a interação entre todas as tensões às quais a chapa é submetida. Os resultados das tensões equivalentes de von Mises, contidas na estrutura da chapa dobrada para os três modelos: real, com escala geométrica e velocidade aumentada dez vezes e com escala geométrica em dez vezes e velocidade aumentada três vezes, podem ser visualizados nas Fig. 5.30 à Fig. 5.32 extraídas do software STAMPACK®.

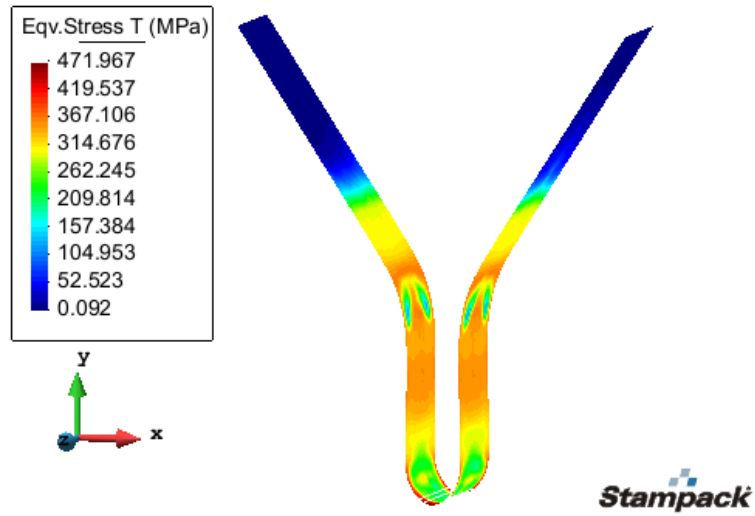


Figura 5.30 – Distribuição de tensão equivalente para modelo em escala real.

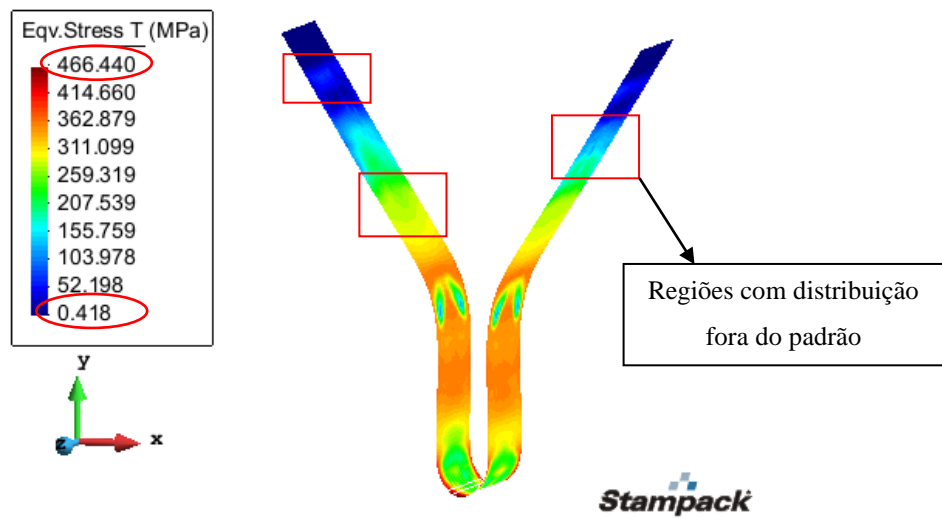


Figura 5.31 – Distribuição de tensão equivalente para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1 .

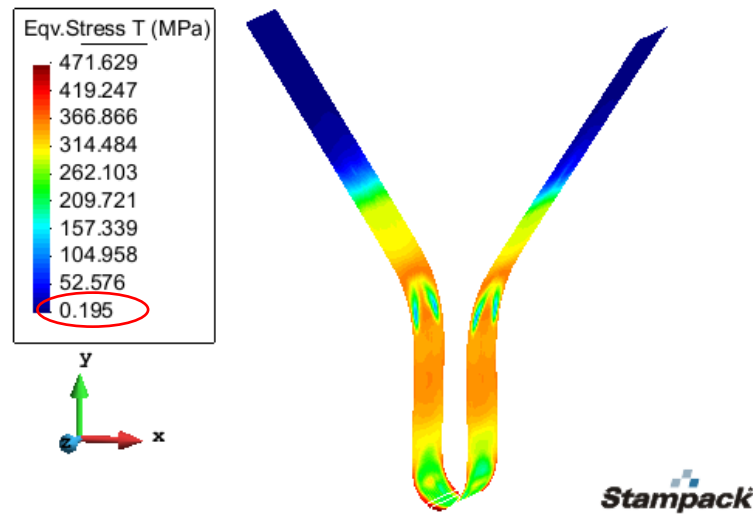


Figura 5.32 – Distribuição de tensão equivalente para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.

Inicialmente verifica-se que, os valores mínimos da escala de tensão equivalente correspondentes aos dois modelos em escala, apresentam uma diferença muito pequena em seus valores, com referência ao valor obtido na simulação em escala real, sendo esta diferença absoluta inferior a 0,3 MPa. Posterior a isto, verifica-se que a diferença para os máximos valores de tensão encontrados nos modelos em escala não são relevantes ao processo, assim como os resultados da escala mínima.

Quanto a distribuição (qualitativa) das tensões de von Mises ao longo da chapa dobrada, nota-se que para o modelo em escala com geometria e velocidade aumentada dez vezes, os resultados se apresentaram um pouco diferente dos resultados encontrados no modelo real, pois analisando a Fig. 5.31, observa-se as regiões da chapa identificadas onde o padrão e distribuição de cores é ligeiramente diferente do modelo real. Enquanto para o modelo em escala com geometria dez vezes e velocidade três vezes aumentada, Fig. 5.32, nota-se uma distribuição de tensão representada por cores na chapa deformada, em acordo com o padrão encontrado no modelo real.

De modo geral, apesar das diferenças existente nos valores de tensão, fisicamente isto não compromete os resultados em questão, pois se notarmos a deformação plástica efetiva mostrada nos resultados anteriores, esta possui uma escala mínima iniciada no zero, com um padrão de distribuição de deformação bem similar entre os modelos (em escalas e real).

5.4.5. Análise da Força do Punção para Modelo Real e em Escala

Ao final dos ensaios simulados, é possível obter os resultados referentes à variação da força do punção com o deslocamento do mesmo na direção negativa do eixo y. Este é o resultado observado no experimento físico de dobramento de chapas.

Os valores correspondentes à variação da força máxima, ao longo de todo o deslocamento do punção para os modelos, com escala geométrica e de velocidade aumentadas em dez vezes e com escala geométrica de dez vezes e de velocidade três vezes aumentada, estão mostrados nas Fig. 5.33 e Fig. 5.34. Os gráficos de força versus deslocamento foram gerados pelo próprio software STAMPACK®.

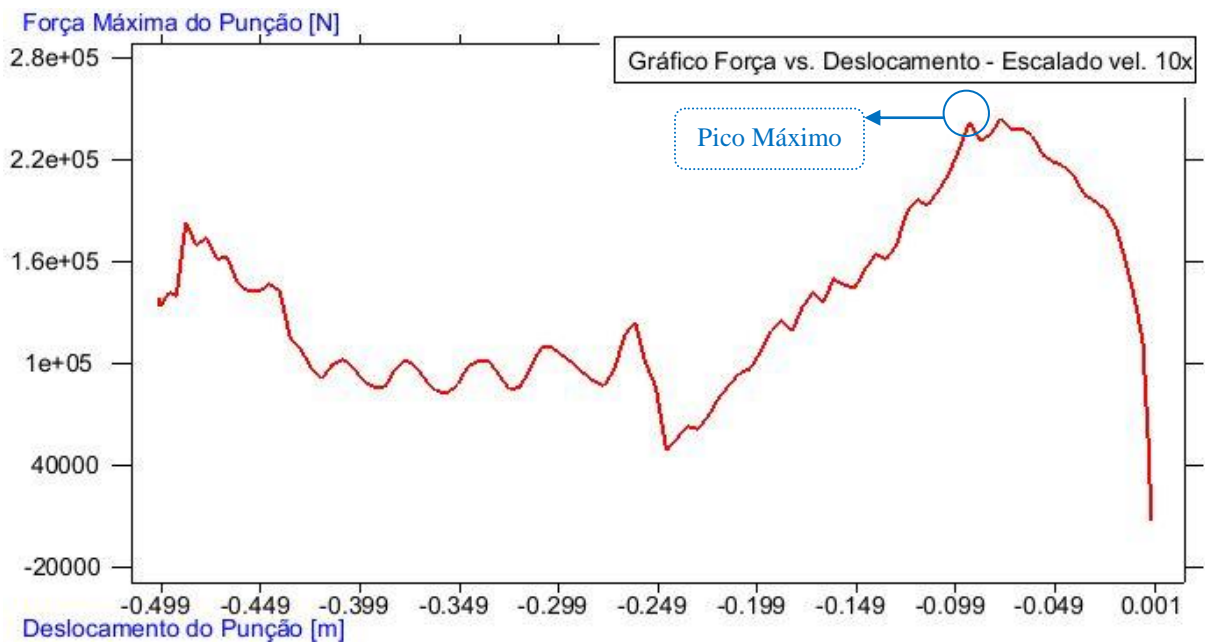


Figura 5.33 – Gráfico da Força Máxima vs. Deslocamento do Punção para modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1 .

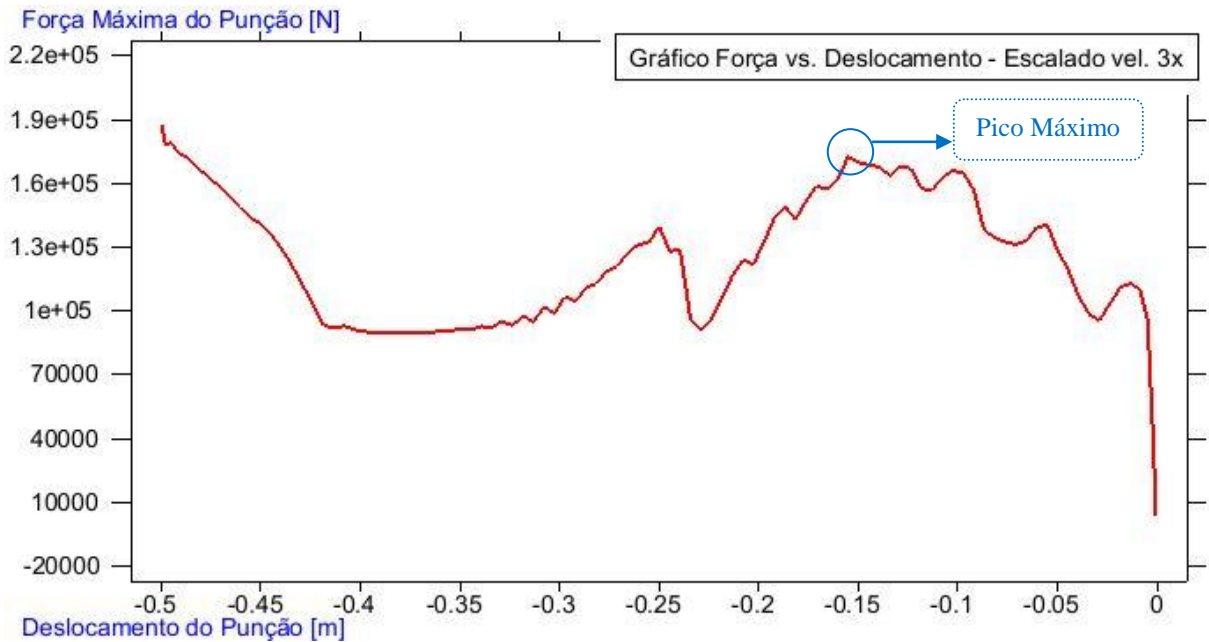


Figura 5.34 – Gráfico da Força Máxima vs. Deslocamento do Punção para modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.

Com base nos resultados acima, é possível verificar que a tendência das duas curvas obtidas para os dois modelos em escala, são semelhantes à tendência da curva encontrada no modelo real, ver Fig. 5.5. É necessário levar em conta os fatores de escala de força (10^2) e de deslocamento (10^1) ao se comparar os valores.

As Figuras 5.35 e 5.36 mostram a superposição do gráfico de força máxima versus deslocamento, para o modelo em escala real com os modelo em escala geométrica aumentada em 10^1 e com velocidade também em escala de 10 vezes e 3 vezes respectivamente. A partir destas comparações é possível fazer uma análise mais profunda da influência de cada modelo nos resultados aqui obtidos. Para fazer a construção destes gráficos se fez necessário a conversão dos valores correspondentes a força máxima do punção e ao deslocamento para os valores encontrados no modelo em escala real.

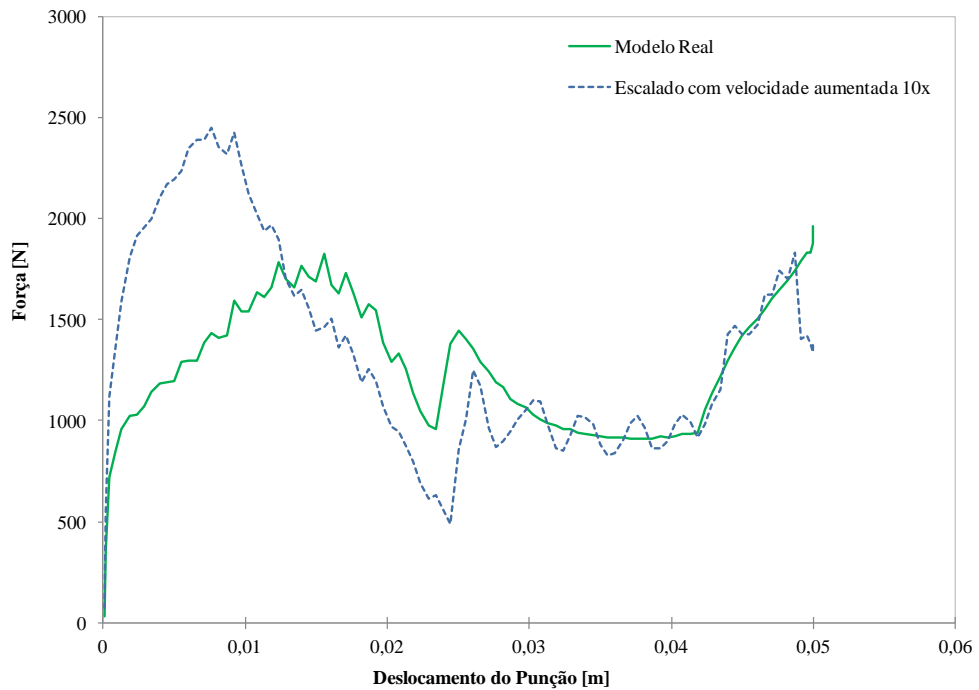


Figura 5.35 – Gráfico comparativo das curvas de força máxima do modelo em escala real e do modelo com escala geométrica e cinemática de 10^1 .

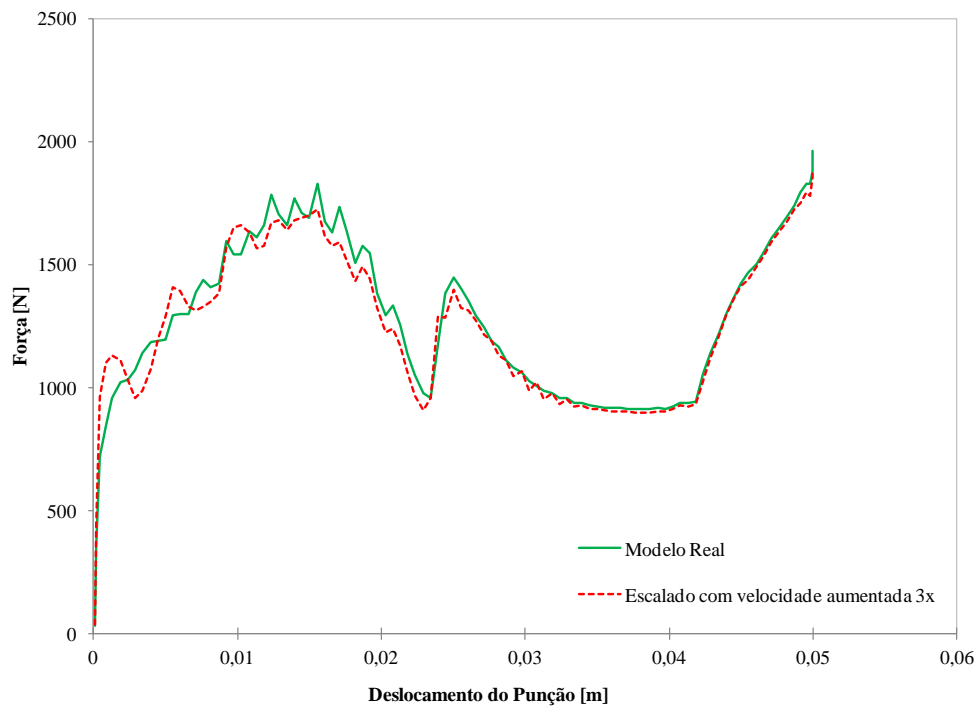


Figura 5.36 – Gráfico comparativo das curvas de força máxima do modelo em escala real e do modelo com escala geométrica de 10^1 e escala cinemática de 3.

Analisando a Fig. 5.35, tem-se que a curva na cor verde exibe o comportamento da força do punção para o modelo real, já a curva tracejada em cor azul mostra o comportamento da curva de força para o modelo em escala com geometria e velocidade aumentada dez vezes. É possível verificar que a tendência da curva obtida nos resultados, são semelhantes a tendência da curva encontrada no modelo em escala real, porém quando se faz análise dos valores, estes estão em desconformidade com os valores obtidos na simulação do modelo em escala real. Observa-se ainda que os picos de força máxima do punção, existentes no gráfico, provavelmente são consequência do efeito dinâmico causado pela maior velocidade de descida do punção.

Já para Fig. 5.36, tem-se a curva na cor verde que descreve o comportamento da força do punção para o modelo em escala real e a curva vermelha tracejada esboça o comportamento da força para o modelo em escala com geometria dez vezes e velocidade três vezes aumentada. Percebe-se que a curva força do modelo em escala não é exatamente igual á curva força do modelo real, visto que o software trabalha com aproximações numéricas. Apesar destas diferenças, podemos notar um perfil de curva muito similar entre o modelo com escala real e o modelo em escala com velocidade aumentada tres vezes, onde a diferença mais significativa se encontra para o primeiro pico de força, mais intenso. Neste caso a força máxima do punção não sofre grandes alterações de valor e de posição.

5.4.6. Resultado do Passo de Tempo e de Simulação Total para o Modelo Real e em Escala

A seguir são apresentados os resultados do passo de tempo e do tempo de simulação para as simulações do modelo em escala real, do modelo em escala com geometria e velocidade aumentada dez vezes e do modelo em escala com geometria dez vezes e velocidade três vezes aumentada. O primeiro destes resultados corresponde a um valor crítico que faz com que o passo de tempo seja suficientemente pequeno, garantindo assim a convergência da solução. Este influencia diretamente no segundo resultado, no tempo final de processamento da simulação.

Após os cálculos preliminares, o software STAMPACK[®] inicia os cálculos da solução de integração no tempo, e a partir disto é possível identificar o passo de tempo obtido para o problema em análise bem como obter uma estimativa de tempo de simulação. Na Tab. 5.4, são exibidos os resultados referentes ao passo de tempo e à estimativa do tempo de simulação para os três modelos simulados.

Tabela 5.4 – Passo de tempo e tempo estimado de cálculo, encontrados para os modelos (real e em escalas).

Escala Geométrica [-]	Escala Cinemática [-]	Passo de Tempo [s]	Tempo Estimado de Cálculo
1	1	0,7200E-07	2h57min
10	10	0,7200E-06	0h27min
10	3	0,7200E-06	1h00min

De acordo com os valores mostrados pela tabela acima, pode-se observar que o passo de tempo aumenta na ordem do fator de escala, passando da ordem de grandeza de, 10^{-7} no modelo real para ordem de grandeza de, 10^{-6} para o modelo em escala. Este resultado confirma os resultados encontrado no Modelo 01, onde acontece a mesma situação com o uso do fator de escala. Observa-se ainda que o tempo estimado para o processo de simulação diminuiu conforme o passo de tempo é aumentado, e também, que para os dois modelos com um mesmo fator de escala geométrico apresentam uma estimativa de tempo computacional diferente, isto acontece pelo fato do modelo em escala com fator de escala cinemática ($\lambda = 10$) apresentar uma velocidade de descida do punção superior ao outro modelo com velocidade menor ($\lambda = 3$).

Tendo visto o comportamento do passo de tempo para cada modelo, agora se faz necessario a visualização dos resultados obtidos pelo software referente ao tempo final de simulação para os três modelos: real, em escala com velocidade dez vezes aumentada e em escala com velocidade três vezes aumentada, estes são apresentados na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 – Tempo final de processamento para simulações dos modelos (real e em escalas).

Escala Geométrica [-]	Escala Cinemática [-]	Tempo Final de CPU
1	1	5h45min
10	10	1h30min
10	3	2h05min

Diante dos resultados obtidos, é possível notar que o tempo total de simulação reduz bastante com o uso do fator de escala geométrico ($\lambda = 10$). Para simulação do modelo em

escala de velocidade aumentada dez vezes tem-se uma redução no tempo total de aproximadamente 74% enquanto para o modelo em escala de velocidade aumentada três vezes obteve uma redução do tempo final de simulação de 63,5%, estes valores mostram-se satisfatório para a técnica aplicada neste trabalho.

Para este Modelo 02, pode-se perceber que os modelos em escala geométrica apresentam uma grande sensibilidade quanto à escala cinemática. Pois foi visto que com o aumento da velocidade de descida do punção a energia cinética também aumenta, podendo eventualmente afetar os resultados de deformação em regiões crítica da chapa. De modo geral, percebeu-se que os resultados, em termos de tensão e deformação, foram muito bons para as duas escalas cinemáticas utilizadas, porém para os resultados de força máxima do punção, a escala cinemática dez vezes aumentada apresentou problemas. A alta sensibilidade das curvas de força máxima do punção está relacionada ao fato desta grandeza ser calculada a partir do algoritmo de contato, que por sua vez é muito afetado pela velocidade do processo.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1. Conclusões

Neste trabalho foi proposta a utilização de uma nova metodologia para simulação de estampagem de chapas metálicas. A técnica proposta consiste no uso da escala geométrica para simulação de estampagem de chapas metálicas utilizando o software, com solução explícito-dinâmica, STAMPACK[®], a fim de se reduzir o tempo total de processamento. Já se sabe que o uso de modelos em escala geométrica é eficaz na análise do comportamento de sistemas elásticos lineares. Com os resultados apresentado neste trabalho, mostrou-se que o modelo em escala pode também ser usado na simulação de problemas elasto-plásticos e em processos quase-estáticos, com elevado grau de não linearidade.

Com base nos resultados obtidos, foi visto que tanto para o Modelo 01 quanto para o Modelo 02, a redução do tempo da simulação final de estampagem é altamente dependente do fator de escala geométrico e cinemático. Mostrando assim que com o desenvolvimento da técnica do uso de escalas, têm-se uma nova proposta como alternativa para problemas de estampagem com tempo de simulação inaceitável.

Os resultados obtidos para as simulações em escala no Modelo 01 se mostraram bons e coerentes para quase todos os fatores de escala geométrica, menos para os resultados referentes ao fator de escala 10^2 , cujos resultados já mostram diferenças mais significativas quando comparados com o modelo em escala real. Após a estampagem da chapa, a tensão de von Mises e a deformação plástica efetiva não apresentaram um campo de distribuição padrão e o valor correspondente a tensão equivalente mínima se mostrou elevada. Este modelo em escala também apresentou um tempo final de simulação aproximadamente igual ao modelo com fator de escala 10^1 , devido à velocidade do punção não ser aumentada. Portanto, pode-se concluir que a partir de um determinado valor do fator escala geométrico, os resultados obtidos mostram-se distorcidos em relação aos resultados do modelo em escala real, podendo atribuir isto aos efeitos de inércia, bem como a problemas numéricos causados por elementos

de casca com dimensões características muito grandes.

As simulações em escala a partir do Modelo 02 apresentaram bons resultados. Através destes resultados obtidos, observou-se que o parâmetro de entrada, velocidade do punção, influencia em alguns resultados. No caso do modelo com fator de escala 10^1 e com velocidade aumentada dez vezes, o único resultado que não se mostrou satisfatório foi referente à força máxima do punção. Já para o modelo com fator de escala 10^1 e com velocidade aumentada três vezes, os resultados investigados se mantiveram todos satisfatórios. Sendo assim pode-se concluir que o parâmetro velocidade do punção influencia diretamente na resposta da força do punção, pelo fato de que em altas velocidades o punção pode causar problemas dinâmicos.

Em relação ao passo de tempo e tempo total de simulação, estes apresentaram bons resultados para ambas as simulações em escala a partir do Modelo 01 e do Modelo 02. Mostrando ser possível, utilizando o fator de escala geométrico, a redução do tempo total de simulação numérica e o aumento do passo de tempo crítico do problema. Onde para o Modelo 02, o uso da técnica apresentou uma redução de tempo de simulação na ordem de 63%.

De modo geral, pode-se afirmar que a técnica desenvolvida para o uso de escala geométrica na simulação de estampagem de chapas metálicas através do STAMPACK[®], mostrou ser eficiente na obtenção de resultados numéricos realísticos com tempo de simulação razoável. Onde é importante tomar cuidados quanto alguns parâmetros de entrada, que necessitam ser investigados com mais detalhes.

6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, abaixo são descritos algumas opções:

- Estudo aprofundado da influencia do parâmetro de entrada, amortecimento para simulação numérica de estampagem de chapas metálica utilizando a técnica de escala geométrica.
- Realizar as mesmas simulações para modelo 3D Sólido utilizando elementos de volume e fazer comparação dos resultados encontrados com os resultados aqui disponíveis para modelo que usa elemento de casca (shell).
- Determinar uma curva entre velocidade do punção e acuracidade dos resultados para analisar o quanto a rapidez vai contra a precisão dos resultados.

CAPÍTULO VII

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKBAYIR, E., **Investigation of Blank Holder Force and Forming Counter Liquid Pressure Effects on Quality of Product in Hydromechanical Deep Drawing Process by Using Finite Element Method**. 2013. 92f. M.Sc Thesis, Afyon Kocatepe University, Afyonkarahisar, Turkey.

ALMEIDA, F. S. d. **Desenvolvimento de Ferramentas Computacionais para Análise de Interação Fluido-Estrutura Incluindo Não Linearidade Geométrica**. 2012. 247f. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

ALVES, J. L. DE C. M., **Simulação Numérica do Processo de Estampagem de Chapas Metálicas: Modelação Mecânica e Métodos Numéricos**. 2003. Tese de Doutorado, Universidade do Minho, Braga. Disponível em: <<https://woc.uc.pt/dem/getFile.do?tipo=2&id=5609>>. Acesso em: 11 dez. 2015.

APARICIO SÁNCHEZ, C. A., **Estudo de impacto usando elementos finitos e análise não linear**. 2001. 115f. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18135/tde-27072001-083441/pt-br.php>>. Acesso em: 20 set. 2015.

ARAGÃO, R. R., **Análise da Força Máxima de Estampagem de Copos Cilíndricos Através do Método dos Elementos Finitos**. 2002. 122f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

AZEVEDO, A. F. M., **Método dos Elementos Finitos**, 1ª Edição, Livro Digital, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal. 2003. 258p.

BANDEIRA, A. A.; GUIMARÃES, C. D.; FREITAS, L. A.; SANTOS, L. M., Algoritmos de Otimização Aplicados à Solução de Sistemas Estruturais Não Lineares com Restrições: Uma Abordagem Utilizando os Métodos da Penalidade e do Lagrangiano Aumentado. **Revista Exacta**, São Paulo, v. 8, n.3, p. 345-361, 2010. Disponível em: <<http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=81016924009>>. Acesso em: 12 dez. 2015.

BATHE, K. J., **Finite Element Procedures**, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, USA, 1996. 1052pp.

BELYTSCKO, T.; LIU, W. K.; MORAN, B., **Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures**. John Wiley, England, 2000. 650p.

BENMAYOR, L., **Dimensional Analysis and Similitude in Microsystem Design and Assembly**. École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Tese de Doutorado n° 2232, 2000. 172p. Disponível em: <http://infoscience.epfl.ch/record/32708/files/EPFL_TH2232.pdf>. Acesso em: 03 nov. 2015.

CENDOYA, P.; OÑATE, E.; MIGUEL, J., Nuevos Elementos Finitos para el Análisis Dinámico Elastoplástico no Lineal de Estructuras Laminadas. **Monografía CIMNE**, n° 36, p.203, Barcelona, Spain 1997.

DANCKERT, J., Experimental Investigation of a Square-Cup Deep-Drawing Process. **Journal of Materials Processing Tech.** Isehara, Japan, Vol. 50 (1-4), pp. 375-384, 1995. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/journal/09240136/50/1-4>>. Acesso em: 05 fev. 2015.

DUARTE, E. N., **Estudo Analítico-Numérico de Freios de Estampagem em Chapas Metálicas**. 2007. 144f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. Disponível em: <<http://repositorio.ufu.br/handle/123456789/174>>. Acesso em: 25 set. 2015.

EMORI, R. I.; SCHURING, D. J., **Scale Models in Engineering - Fundamentals and Applications**, 1.ed. Pergamon Press, Oxford, England, 1977. 300p.

FELICE NETO, F. R.; OLIVEIRA, S. A. G.; FERRARESI, V. A., Simulação Numérica pelo Método dos Elementos Finitos de Chapas Soldadas. In: 2º Congresso Científico da Semana Nacional de Ciência e Tecnologia - IFSP, 2011, Bragança Paulista - SP. **Anais do CONCISTEC 2011**. v.1. 10p.

FERREIRA FILHO, D.; FERRARESI, V. A.; TEIXEIRA, C. R., Influência do Gás de Proteção Utilizado na Soldagem de Aços Inoxidáveis Ferríticos no Ensaio de Dobramento. In: 6º Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 2011, Caxias do Sul - RS. **Anais do 6º COBEF**. v.1. 10p. Disponível em: <<http://repositorio.furg.br/handle/1/1449>>. Acesso em: 23 nov. 2015.

GIORDANO, F.; FOX, W. P.; HORTON, S. B.; WEIR, M. D., **A First Course in Mathematical Modeling**. 4.ed. Cengage Learning, Belmont - USA, 2013. 615p. Disponível em: <http://www.cengagebrain.com/content/giordano11592_0495011592_01.01_toc.pdf>. Acesso em: 02 nov. 2015.

GUIDI, E. S.; SILVA, F. A., Desenvolvimento de um Programa Paramétrico e de Otimização do Blank na Estampagem de Copos Cilíndricos Utilizando Elementos Finitos. In: Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 2009, Belo Horizonte - MG. **Anais do 5º COBEF**. 9p. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/anais/cobef/2009/busca/artigos/041013251.pdf>>. Acesso em: 18 set. 2015.

JENTZSCH, R., **Estudo de Modelos Reduzidos Destinados à Predição de Parâmetros Térmicos Ambientais em Instalações Agrícolas**. 2002. 103f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa. Disponível em: <<http://www.ufv.br/dea/ambiagro/gallery/publicacoes.html>>. Acesso em: 10 nov. 2015.

KOBAYASHI, S.; OH, I. S.; ALTAN, T., **Metal Forming and the Finite Element Method**, Oxford University Press, Oxford, N.Y., U.S.A, 1989.

MODELO CIENTÍFICO. 2010. 1 Fotografia, png, 10 cm × 6 cm. Disponível em: <http://www.esacademic.com/pictures/eswiki/83/Similitude_%28model%29.png>. Acesso em: 27 out. 2015.

MURPHY, G. **Similitude in Engineering**. The Ronald Press Company, Iowa State University - N.Y., 1950. 300p.

NAFEMS. **A Finite Element Primer**, 3. ed. NAFEMS Ltd., Glasgow, 2003.

NAFEMS. **Introduction to Non-Linear Finite Element Analysis**, Ed. E. Hinton., Glasgow, 1992. 427p.

OÑATE, E.; CENDOYA, P.; MIQUEL, J., Non-Linear Explicit Dynamic Analysis of Shells Using the BST Rotation-Free Triangle. **Engineering Computations**, V. 19, n.6, p. 662-706, 2002. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1108/02644400210439119>>. Acesso em: 10 dez. 2015.

OÑATE, E.; CERVERA, M., Derivation of Thin Plate Bending Elements With One Degree of Freedom Per Node: A Simple Three Node Triangle. **Engineering Computations**. V. 10, n.6, p. 543-561, 1993. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1108/eb023924>>. Acesso em: 25 nov. 2015.

OÑATE, E.; ZIENKIEWICZ, O.C., A Viscous Shell Formulation for the Análisis of Thin S Sheet Metal Forming. **International Journal of Mechanical Sciences**. V. 25, n.5, p. 305-335, 1983. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0020740383900115>>. Acesso em: 24 set. 2015.

PEZO, O. B., **Análises Numéricas de Provas de Carga em Radier Estaqueado Utilizando o Método dos Elementos Finitos**. 2013. 132f. Dissertação de Mestrado - UFPE, Centro de Tecnologia e Geociências, Recife.

STAMPAK SIMULATION GUIDE. **Basic Concepts**. Quantech ATZ, version 7.0.1, Barcelona, Spain. 2014. 200p.

STAMPAK[®], **Basic Concepts Theory Manual**. Quantech ATZ, version 5.5, Barcelona, Spain, 2003. 156p.

STERN, F., Mechanics of Fluids and Transport Processes - Dimensional Analysis and Modeling. **IIHR-Hydroscience & Engineering**. University of Iowa, 2013. 15p. Disponível em: <http://user.engineering.uiowa.edu/~fluids/posting/lecture_notes/chapter7.pdf>. Acesso em: 28 out. 2015.

TEKKAYA, A. E., State-of-the-art of Simulation of Sheet Metal Forming. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 103, n. 1, p. 14–22, 2000.

WHEEL, M. A., A Finite-Volume Approach to the Stress Analysis of Pressurized Axisymmetric Structures. **International Journal Pressure Vessel & Piping**, V. 68, n.6, p. 311-317, 1996. Disponível em: <[http://dx.doi.org/10.1016/0308-0161\(95\)00070-4](http://dx.doi.org/10.1016/0308-0161(95)00070-4)>. Acesso em: 10 dez. 2015.

WRIGGERS, P., Finite Element Algorithms for Contact Problems. **Archive of Computational Methods in Engineering**, V. 2, n.4, p. 1-49, 1995. Disponível em: <<http://link.springer.com/article/10.1007%2FBF02736195#page-1>>. Acesso em: 15 dez. 2015.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L., **El Método de los Elementos Finitos**. 5ª edición, volumen 1, Cimne, Barcelona, 2000. 790p.