

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Ciro de Faria Maia

**“AVALIAÇÃO DA ABSORÇÃO DE ENERGIA DURANTE COLISÃO DE UMA
LONGARINA ORIGAMI SOLDADA PELOS PROCESSOS RSW E GMAW”**

Belo Horizonte

2021

Ciro de Faria Maia

**“AVALIAÇÃO DA ABSORÇÃO DE ENERGIA DURANTE COLISÃO DE UMA
LONGARINA ORIGAMI SOLDADA PELOS PROCESSOS RSW E GMAW”**

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Alexandre Queiroz Bracarense

Belo Horizonte

2021

M217a	<p>Maia, Ciro de Faria. Avaliação da absorção de energia durante colisão de uma longarina origami soldada pelos processos RSW e GMAW [recurso eletrônico] / Ciro de Faria Maia. - 2021. 1 recurso online (149 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Alexandre Queiroz Bracarense.</p> <p>Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f. 143-149. Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Medidas de segurança - Teses. 3. Absorção - Teses. Acidentes de trânsito - Teses. I. Bracarense, Alexandre Queiroz. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621(043)</p>
-------	--



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

"AVALIAÇÃO DA ABSORÇÃO DE ENERGIA DURANTE COLISÃO DE UMA LONGARINA ORIGAMI SOLDADA PELOS PROCESSOS RSW E GMAW"

CIRO DE FARIA MAIA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Alexandre Queiroz Bracarense (Orientador-Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Diogo Antônio de Sousa (Universidade Federal de Ouro Preto/UFOP), Dr. Márcio Eduardo Silveira (Universidade Federal de São João Del Rei/UFSJ), Dr. Bruno Cesar Pockszevnicki (FCA Chrysler Automobiles), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Engenharia de Manufatura e Materiais**".

Dissertação aprovada no dia 08 de março de 2021.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Queiroz Bracarense, Professor do Magistério Superior**, em 18/03/2021, às 09:24, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcio Eduardo Silveira, Usuário Externo**, em 26/03/2021, às 23:46, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Diogo Antônio de Sousa, Usuário Externo**, em 31/03/2021, às 20:13, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Bruno Cesar Pockszevnicki, Usuário Externo**, em 27/04/2021, às 11:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

A minha família pela paciência.

RESUMO

O crescimento da frota mundial de automóveis e o aumento da velocidade média permitida em rodovias criaram condições para um crescente número de acidentes automotivos. Conforme dados da Confederação Nacional dos Transportes o número de mortos por acidente teve um aumento de 3.3% em 2019 quando comparados com 2018. O alto número de mortes implica em elevados gastos com atendimento médico e reabilitação de acidentados, somado a pressão do mercado mundial, os governos têm adotado protocolos cada vez mais exigentes para homologação e classificação de carros no que diz respeito à segurança veicular. Dessa forma, torna-se mandatório que o projeto de um automóvel seja executado em torno das variáveis que influenciam a absorção de energia e na proteção do ocupante em caso de colisão. Neste trabalho foram analisadas duas diferentes técnicas de união soldada sendo elas RSW (Resistance Spot Weld) e GMAW (Gas Metal Arc Welding) para uma mesma crash box automotiva. A geometria da crash box utilizada foi obtida via otimizações numéricas e aplicação da tecnologia “*Origami Engineering*” visando a máxima absorção de energia. O objetivo é avaliar o desempenho, modo de deformação e as características das crash box quando submetidas a impacto contra parede rígida em alta velocidade.

A junta soldada especificada foi capaz de elevar o desempenho das longarinas origami em 20%, quando comparado virtualmente através da simulação de Elementos Finitos a uma longarina origami sem costura. Quando comparados com tubos de parede fina e seção transversal quadrada o ganho de desempenho chega a 50%. A soldagem GMAW se mostrou mais eficiente em guiar o modo de deformação octogonal, que é desejável devido sua maior eficiência. A soldagem RSW apesar das vantagens produtivas apresentou modo de deformação misto entre simétrico e octogonal. Os resultados encontrados nas simulações foram confirmados em testes físicos com correlação de 85%.

Palavras-Chave: Segurança veicular. Absorvedor de impacto.

ABSTRACT

The continuous growth on the number of vehicles on the big cities and the increase on the average speed allowable on the streets creates a scenario where the number of automotive accidents are more often. The statistics published by the Brazilian Nacional Confederation of Transports shows that the number of casualties due to automotive crash has increased 3.3% in 2019 in respect with 2018. Due to the high number of casualties and expenses with recue and medical treatments, the governments across the world have been adopting more tight safety protocols to homologate and classify the safety of vehicles. Therefore, becomes mandatory for the development of a new car to consider the strength of the occupant compartment and the energy absorption capacity of the vehicle's frontal structure. In this paper, two different welding technologies, RSW and GMAW, were analyzed in the same geometry of an automotive crash box. The geometry of the crash box was defined using the "*Origami Engineering*" technology through a numerical optimization with a target of maximizing the energy absorption. The crash boxes had the performance and deformation mode evaluated when crushed against a rigid wall at high speed.

The specified welded joint was capable to increase the performance of the origami crashbox in 20% when compared in simulations with a seamless origami crash box. When compared with a thin-walled square tube the performance increment is up to 50%. The GMAW weld has shown a better capacity of guiding the octagonal deformation mode, which is desirable due to the higher efficiency. The RSW despite of the productive advantages has shown a mix mode of symmetric and octagonal. The simulation results were confirmed in physical tests with a correlation of 85%.

Keywords: Safety. Crashworthiness.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Deformação de uma crash box automotiva após impacto de 16 km/h contra barreira rígida. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	25
Figura 2 – Pulso longitudinal de desaceleração em função do tempo. Impacto frontal, barreira rígida (KHALIL e DU BOIS, 2004).....	29
Figura 3 - Pulso longitudinal de desaceleração em função do deslocamento. Impacto frontal, barreira rígida (KHALIL e DU BOIS, 2004)	30
Figura 4 - Curva de velocidade do veículo (em mph – milhas por hora) versus tempo. Impacto frontal contra barreira rígida. (KHALIL e DU BOIS, 2004)	31
Figura 5 - Critério de escoamento para material isotrópico, (a) Critério Tresca (b) Critério von Mises (Marciniak et al., 2002).	35
Figura 6 - Comparativo da curva tensão-deformação de engenharia e verdadeira obtidas em um ensaio de tração. (DIETER, 1986)	37
Figura 7 – Tensão de escoamento em função da taxa de deformação e temperatura para alumínio 6063.(DIETER, 1986).....	39
Figura 8 - Curva de engenharia obtida no ensaio de tração. (CALLISTER, 2008)	40
Figura 9 - Princípio de funcionamento do teste Kolsky (CHEN e SONG, 2010).....	41
Figura 10 - Diagrama Alongamento (%) e Limite de resistência (MPa) para diversos aços (Keeler e Kimchi, 2015)	42
Figura 11 - Ensaio para caracterização da resistência de pontos de solda (CRUZ, MUÑOZ e VIÑAS, 2015)	46
Figura 12 - (a) Força em função do deslocamento, (b) Energia em função da distância entre os pontos de solda (MURRAY, 1994)	47
Figura 13 - Falha de ponto de solda por arrancamento em longarinas comprimidas por impacto. a) material DC 17 IF b) material DC 19 LA (SCHNEIDER e JONES, 2003).....	47
Figura 14 - Carga de ruptura do ponto de solda para carregamento de cisalhamento. (AWS D8.1M, 2012)	48
Figura 15 - Potencial elétrico em um arco e suas regiões - adaptado (LANCASTER, 1986)	49
Figura 16 - Modos de transferência de acordo com a classificação IIW (LANCASTER, 1986)	50
Figura 17 - Condições de corrente e tensão para as diferentes formas de transferência para a soldagem GMAW. com um gás de proteção a base de argônio (MODENESI, 2012).....	50

Figura 18 - Crescimento de grão devido aporte térmico por soldagem GMAW (ZHANG , 2015).....	52
Figura 19 - Detalhes da ZTA de um aço carbono microligado. A) região de granulação grosseira (GGZTA) B) região de granulação fina (GFZTA) C) região intercrítica (ICZTA) D) região subcrítica (SCZTA) (LOSZ, 1990).....	53
Figura 20 - Esquema da microestrutura ao longo de um corpo de prova após soldagem com GMAW (RAMAZANI, 2014).....	54
Figura 21 - Ensaio de tração DP600 base e DP600 soldado com GMAW (RAMAZANI, 2014)	54
Figura 22 - Coeficiente incapacitante para uma coluna quadrada de seção retangular com rebaixos (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	57
Figura 23- Força x deslocamento de uma coluna ou tubo de seção quadrada lisa sendo deformada por compressão. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	57
Figura 24 - a) Modo concertina idealizado b) modo concertina real (ALEXANDER, 1960)	58
Figura 25 - Da esquerda para a direita: Modo concertina, modo diamante, modo misto. (AL GALIB e LIMAM, 2004).....	58
Figura 26 – Vista de topo de tubos corrugados comprimidos axialmente: a) modo pentágono ou diamante b) modo triangular c) modo quadrado d) modo pentágono e) modo quadrado f) modo hexagonal (ADACHI, 2008).	59
Figura 27: Modo de deformação durante a compressão de uma coluna com seção quadrada. a) modo não extensional b) extensional (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	60
Figura 28 - Deformação com rótula plástica móvel (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).60	
Figura 29 – Deformação de uma coluna submetida a compressão. a) deformação axial. b) instabilidade global - flambagem (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).....	61
Figura 30 Carga crítica de instabilidade de um tubo de paredes finas e seção transversal quadrada em função do comprimento. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	62
Figura 31 - Tubos poligonais (A) e circular (B) testados a compressão (YAMASHITA, 2003).....	64
Figura 32 - Modo simétrico de deformação para tubos quadrados. A) vista superior do movimento das rótulas plásticas. B) Propagação das rótulas plásticas móveis C) formação do lóbulo (DU BOIS, 2004)	65
Figura 33 - Elemento básico do padrão piramidal (ZHANG, 2007).....	66
Figura 34 - a) Padrão piramidal A b) Padrão piramidal B (ZHANG, 2007).....	67
Figura 35 - Modo octogonal induzido em um tubo quadrado de paredes finas pré-deformado com padrão piramidal. (ZHANG, 2007)	68

Figura 36 - crash box Origami a) Módulos de origami montados b) um único módulo de crash box Origami c) um quarto de módulo parcialmente deformado (MA e YOU, 2014).....	69
Figura 37 - Rótulas plásticas modo não extensional. (MA e YOU, 2014).....	70
Figura 38 - Curva de ensaio estático de compressão da crashbox origami Virtual vs Físico (BOREANAZ, 2018)	71
Figura 39 - Amostras de crash box Origami comprimidas de forma estática. (BOREANAZ, 2018)..	71
Figura 40 - Organograma das fases experimentais. (Próprio autor).....	72
Figura 41 - Detalhamento crash box Origami (Próprio autor)	73
Figura 42 – Detalhamento geometria origami crash box origami para soldagem RSW	74
Figura 43 - Origami Crash box modificada para soldagem GMAW	75
Figura 44 - Ferramenta para estampagem do crash box origami	76
Figura 45 - Máquina de soldagem a ponto por resistência elétrica (SOUSA, 2018)	77
Figura 46 - Corpo de prova para ensaio de arrancamento. (SOUSA, 2018).....	78
Figura 47 - Máquina para ensaio de arrancamento (SOUSA, 2018).....	79
Figura 48 - Máquina de ensaios universal Shimadzu AGC 300 KN (Shimadzu do Brasil)	80
Figura 49 - Corpo de prova para soldagem GMAW (Próprio autor).	80
Figura 50 - Braço robótico, controlador e fonte utilizados na soldagem GMAW (Próprio autor)	81
Figura 51 – Corpo de prova fixado a dispositivo para soldagem GMAW (Próprio autor).....	81
Figura 52 - Especificações ER70S-6 (ESAB).....	82
Figura 53 - Técnica de soldagem passe 'a ré". (ESAB, 2020).....	82
Figura 54 - Definições gerais do modelo numérico de simulação do <i>crash box</i> origami (Próprio autor)	84
Figura 55 - Definições geométricas para o cordão de solda GMAW (Próprio autor).....	84
Figura 56 - Definições geométricas para a soldagem RSW (Próprio autor)	85
Figura 57 - Condições de teste quase estático (Próprio autor).....	86
Figura 58 - Conceito do teste de malha (Próprio autor).....	87

Figura 59 - Seção com altura de flange "h" (Próprio autor).....	90
Figura 60 - Grupos para análise de DOE da quantidade ótima de cordões de solda GMAW (Próprio Autor).....	91
Figura 61 - Distribuição de pontos de solda em HEXA e BEAM (Próprio autor).....	92
Figura 62 - Grupos de recortes nas flanges RSW. (Próprio Autor)	93
Figura 63 - Divisão dos grupos de solda para DOE do posicionamento e distribuição dos pontos (Próprio Autor).....	94
Figura 64 - Torre e martelo de colisão. (SOUZA, 2018)	95
Figura 65 - Exame visual RSW (Próprio autor).....	98
Figura 66 - Ponto de solda rompido em ensaio de arrancamento - configuração 2	99
Figura 67 - Curva força deslocamento obtida em ensaio de arrancamento RSW	101
Figura 68 - Soldagem cordão sobre chapa GMAW (Próprio autor)	102
Figura 69 - Condição 1 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)	103
Figura 70 - Condição 2 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)	103
Figura 71 - Condição 7 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)	103
Figura 72 - Cordão em passe único e contínuo, condição de soldagem 2 com empenamento da chapa. (Próprio autor).....	104
Figura 73 - Cordão executado com passe "a ré", condição de soldagem 2 com empenamento mínimo. (Próprio autor).....	105
Figura 74 - Ensaio de tração condição de soldagem 1 - GMAW. (Próprio autor).....	106
Figura 75 - Ensaio de tração condição de soldagem 2 - GMAW. (Próprio autor).....	106
Figura 76 - Ensaio de tração condição de soldagem 6 - GMAW. (Próprio autor).....	106
Figura 77 - Ensaio de tração condição de soldagem 7 - GMAW. (Próprio autor).....	107
Figura 78 - Corpo de prova para análise metalográfica soldagem GMAW (Próprio autor)	107

Figura 79 - Aumento de 50x soldagem GMAW. a) Condição de soldagem 1. b) Condição de soldagem 2. c) Condição de soldagem 6. d) Condição de soldagem 7 (Próprio autor).....	108
Figura 80 - Detalhe nas regiões de descontinuidade soldagem GMAW. a) Condição de soldagem 2. b) Condição de soldagem 6. (Próprio autor).....	108
Figura 81 – Comparativo entre modelo numérico com geometria simplificada sem raios versus geometria completa com raios. (Próprio autor).....	109
Figura 82 - Deformação final do <i>crash box</i> origami com duas diferentes velocidades de carregamento.	111
Figura 83 - Deformação final <i>crashbox</i> Origami para diferentes modelagens do cordão de solda (Próprio Autor).....	113
Figura 84 - Resultado final da compressão do <i>crash box</i> origami com diferentes alturas do flange de solda (Próprio autor)	114
Figura 85 - Distribuição final cordões de solda GMAW. (Próprio autor)	116
Figura 86 - Deformação final do <i>crash box</i> origami com a distribuição de soldas GMAW selecionada. (Próprio autor).....	117
Figura 87 – Comparativo teste de compressão do <i>crash box</i> origami soldada com RSW modelados em "beam" e "hexa". (Próprio Autor)	118
Figura 88 - Curva de força medida na base do <i>crash box</i> para diferentes configurações do flange de soldagem RSW. (Próprio Autor).....	120
Figura 89 - Deformação final do Teste 3. (Próprio Autor)	120
Figura 90 - Sequência de deformação origami <i>crash box</i> soldada com RSW (Teste 06). (Próprio Autor).....	122
Figura 91 - Tubo quadrado de parede fina, sem costura em simulação de compressão. (Próprio Autor)	123
Figura 92 - Força no tubo quadrado durante a simulação (Próprio Autor)	123
Figura 93 - Comparativo da deformação de um tubo quadrado de parede fina versus a <i>crash box</i> origami (Próprio Autor)	124
Figura 94 - Linhas características do modo de deformação. a) Octogonal e b) Simétrico (Próprio Autor).....	125
Figura 95 – Comparativo das curvas de força entre o tubo quadrado de parede fina e a <i>crashbox</i> origami (Próprio Autor)	125

Figura 96 - Curva de Força vs Tempo para as diferentes crashebox. (Próprio Autor).....	127
Figura 97 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami GMAW 3” (Próprio Autor).....	129
Figura 98 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami GMAW 6” – foco na junta soldada (Próprio Autor).....	131
Figura 99 - Deslocamento vs Tempo do martelo de colisão durante os testes da Origami GMAW. (Próprio autor).....	132
Figura 100 - Perfil de Velocidade vs Tempo e Aceleração vs Tempo para os testes da Origami GMAW (Próprio Autor).....	132
Figura 101 - Deformação final Origami GMAW 6 (Próprio autor).....	134
Figura 102 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami RSW 4” (Próprio Autor).....	135
Figura 103 - Falha dos pontos de solda RSW durante teste de compressão do crash box “Origami RSW 4”. (Próprio Autor).....	137
Figura 104 - Perfil de Velocidade vs Tempo e Aceleração vs Tempo para os testes da Origami RSW. (Próprio Autor).....	137
Figura 105 - Comparativo curvas de aceleração GMAW 3 e RSW 4.....	138
Figura 106 - Deformação final Origami RSW 4 (Próprio Autor).....	139
Figura 107 - Comparativo modo de deformação encontrado na Origami GMAW físico (A) vs virtual (B). (Próprio Autor).....	140
Figura 108 - Comparativo do modo de deformação encontrado na Origami RSW físico (A) vs virtual (B). (Próprio Autor).....	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição química FEE340 (Arcelor)	43
Tabela 2 - Soldabilidade conforme carbono equivalente (IIW)	43
Tabela 3 – Variação do coeficiente de endurecimento β . (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).	56
Tabela 4 - Parâmetros geométricos crash box Origami (Próprio autor).....	73
Tabela 5 - Vantagem e limitações das possíveis representações numéricas do cordão de solda (Próprio autor)	89
Tabela 6 - Vantagens e limitações para modelagem de ponto de solda RSW (Próprio autor).....	92
Tabela 7 - Configurações de flanges estudadas para soldagem RSW. (Próprio Autor)	93
Tabela 8 - Combinação de parâmetros para soldagem RSW (Próprio autor)	97
Tabela 9 - Resultado ensaio de arrancamento RSW	98
Tabela 10 – Resultados ensaio de arrancamento com máquina de ensaio universal.....	100
Tabela 11 - Parâmetros iniciais de GMAW para cordão sobre chapa (Próprio autor)	101
Tabela 12 - Condições analisadas para soldagem GMAW (Próprio autor)	102
Tabela 14 - Altura de reforço da soldagem GMAW (Próprio autor)	104
Tabela 15 - Cargas máximas encontradas no ensaio de tração de soldas GMAW (Próprio autor)	105
Tabela 16 - Tabela resumo dos resultados do teste de malha (Próprio autor).....	110
Tabela 17 - Resumo do e feito da velocidade de aplicação do carregamento na <i>crash box</i> Origami (Próprio autor).....	111
Tabela 18 - Tabela resumo diferentes representações numéricas do cordão de solda (Próprio autor)	112
Tabela 19 - Tabela resumo dos resultados obtidos para diferentes alturas de flange de solda (Próprio autor)	113
Tabela 20 - Descrição dos testes que apresentaram melhores resultados com distribuição mínima de cordões de solda GMAW. (Próprio autor)	115
Tabela 21 - Resultados selecionados do DOE executado para determinar a distribuição dos cordões de solda GMAW (Próprio autor)	115

Tabela 22 - Comparativo dos resultados de compressão do <i>crash box</i> origami para diferentes representações do ponto de solda RSW. (Próprio Autor)	118
Tabela 23 - Resultados teste de compressão para diferentes recortes no flange de soldagem RSW do <i>crash box</i> origami. (Próprio Autor)	119
Tabela 24 - Configuração de distribuição de solda nos testes mais relevantes. (Próprio Autor)	120
Tabela 25 - Resumo dos resultados encontrados para diferentes distribuições dos pontos de solda RSW no <i>crash box</i> origami (Próprio Autor)	121
Tabela 26 - Resumos melhores resultados virtuais para cada condição de soldagem. (Próprio autor)	126
Tabela 27 - Medições da velocidade no momento antes do impacto	128
Tabela 28 - Resultados absorção de energia Origami GMAW (Próprio Autor)	130
Tabela 29 - Resultados absorção de energia Origami RSW (Próprio Autor)	136
Tabela 30 - Comparativo absorção de energia conforme tecnologia de soldagem do <i>crash box</i> origami (Próprio Autor).....	141
Tabela 31 - Comparativo índice de eficiência para Origami RSW, Origami GMAW e Tubo Quadrado (Próprio Autor).....	143

LISTA DE SÍMBOLOS

e_i – componente da deformação na direção i

σ_i – componente de tensão na direção i

E – módulo de elasticidade

ν – coeficiente de Poisson

γ_{ij} – componente de deformação angular na direção ij

τ_{ij} – componente de tensão na direção ij

σ_n para $n = 1, 2, 3$ – tensões principais

σ_y – tensão de escoamento

σ - tensão

ε – deformação

σ_v – tensão verdadeira

σ_{eng} – tensão de engenharia

ε_{eng} – deformação de engenharia

ε_v – deformação verdadeira

σ_{ef} – tensão efetiva

ε_{ef} – deformação efetiva

m – coeficiente de sensibilidade a taxa de deformação

n – índice de encruamento do material

$\dot{\varepsilon}$ – taxa de deformação

σ_0 – tensão de escoamento estática

V_1 – velocidade da barra incidente

C_B – velocidade da onda na barra

ε_I – deformação causada pela onda incidente

ε_R – deformação causada pela onda que retornou

ε_T – deformação causada pela onda transmitida

V_2 – velocidade da barra de transmissão

L_S – comprimento corpo de prova

A_B – área da seção transversal da barra

A_S – corpo de prova

t – espessura

P_{med} – carga média ou carga principal de colapso durante o regime permanente de deformação

P_{max} – carga máxima de colapso

β – índice de endurecimento do material

K_p – coeficiente experimental de endurecimento da placa

α – razão entre o tamanho dos lados da coluna

M – massa do sistema

c – amortecimento do sistema

k – rigidez do sistema

p – forças externas

u – função posição

v – velocidade

I – forças internas

c_d – velocidade da onda em uma dimensão

ρ – peso específico

Δt – incremento de tempo

L_e – comprimento característico do elemento unidimensional

L_s - comprimento característico do elemento de casca

c_1 – velocidade da propagação da onda

NOMENCLATURAS

ASTM - American Society for Testing and Materials

AISI - American Iron and Steel Institute

DPVAT - Danos Pessoais Causados por Veículos Automotores de Via Terrestre

DENIT - Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes

ECE - United Nations Economic Commission for Europe

FMVSS - Federal Motor Vehicle Safety Standards

GMAW – Gas Metal Arc Welding

GTAW – Gas Tungsten Arc Welding

HIC – Head Injury Criteria

IIHS - Insurance Institute for Highway Safety

LNCAP - Latin New Car Assessment Program

MEF – Método dos elementos finitos

NCAP - New Car Assessment Program

RSW – Resistance Spot Welding

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais

VW – Volkswagen

HSLA - HIGH STRENGTH LOW ALLOY

FEE340 – Aço estrutural conforme nomenclatura ISO 6930

D – diâmetro do tubo

t – espessura

KSII – Corpo de prova padrão para ensaios de resistência de RSW

SUMÁRIO

ABSTRACT	7
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	8
NOMENCLATURAS.....	19
1 INTRODUÇÃO.....	23
1.1 Objetivos Gerais.....	26
1.2 Objetivos Específicos	26
1.3 Estado da arte	26
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
2.1 Conceitos de segurança veicular passiva	28
2.1.1 Estrutura e proteção do ocupante.....	28
2.1.2 Resposta do veículo – curva de velocidade e pulso de desaceleração.....	29
2.1.3 Sistema de retenção	31
2.2 Propriedades mecânicas dos materiais	33
2.2.1 Deformação elástica dos metais.....	33
2.2.2 Deformação plástica dos metais	34
2.2.3 Efeitos da taxa de deformação	37
2.2.4 Ensaio para caracterização dos materiais em altas taxas de deformação.....	39
2.2.5 Aços aplicados a indústria automobilística.....	42
2.3 Soldagem.....	43
2.3.1 Resistance Spot Weld (RSW) – soldagem ponto.....	43
2.3.2 Gas Metal Arc Welding (GMAW)	48
2.4 Conceitos para absorção de energia em tubos de paredes finas.....	55
2.4.1 Colapso e deformação axial de um tubo quadrado de paredes finas	55
2.4.2 Modos de deformação e formação dos lóbulos	57
2.4.3 Estabilidade do processo de deformação axial	61
2.5 Engenharia de origami para absorvedores de impacto.....	63
2.5.1 Evolução dos absorvedores de impacto	63
2.5.2 Padrões pré-formados e Origami	66
2.5.3 Origami Engineering para crashbox automotiva	70

3	MATERIAIS E MÉTODOS	72
3.1	Definição da geometria - Origami Engineering	72
3.1.1	<i>Crashbox</i> Origami com flange de 15mm para soldagem RSW	74
3.1.2	<i>Crashbox</i> Origami com flange de 2 mm para soldagem GMAW	74
3.2	Construção dos protótipos	75
3.2.1	Metodologia para definição dos parâmetros de soldagem RSW	77
3.2.2	Metodologia para definição dos parâmetros de soldagem GMAW	80
3.3	Simulações e análises virtuais	83
3.3.1	Condições iniciais e de contorno	85
3.3.2	Detalhamento geométrico do modelo numérico e tamanho de malha	86
3.3.3	Efeito da velocidade de aplicação do carregamento	88
3.3.4	Representação do cordão de solda GMAW e altura do flange de soldagem ..	88
3.3.5	Distribuição dos cordões de solda GMAW	90
3.3.6	Representação ponto de solda RSW	91
3.3.7	Definição flanges para soldagem RSW	93
3.3.8	Distribuição dos pontos de solda RSW	94
3.4	Metodologia testes físicos – Drop Weight Tower	94
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	96
4.1	Parâmetros construtivos	96
4.1.1	Ensaio para definição do processo RSW	96
4.1.2	Ensaio para definição do processo GMAW	101
4.2	Resultados de simulações	109
4.2.1	Resultados para diferentes detalhamentos geométricos e teste de malha	109
4.2.2	Resultados de diferentes velocidades de aplicação do carregamento	110
4.2.3	Resultados para diferentes representações da solda GMAW, alturas do flange de soldagem e distribuição do cordão de solda	111
4.2.4	Resultados para diferentes representações da solda RSW, recortes do flange de soldagem e distribuição dos pontos de solda	117
4.2.5	<i>Crash box</i> origami versus tubo quadrado	122
4.3	Efeito da junta soldada no comportamento do <i>crash box</i> origami	126
4.4	Resultados de teste físico “drop weight tower”	127
4.4.1	Medição da velocidade teste físico	128
4.4.2	Resultados Origami GMAW	128
4.4.3	Resultados Origami RSW	135
4.4.4	Correlação comportamento físico vs virtual Origami GMAW	140

5	CONCLUSÕES.....	142
6	TÓPICOS PARA TRABALHOS FUTUROS	144
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	145

1 INTRODUÇÃO

Foram registradas 327.542 colisões nas estradas brasileiras no ano de 2012, sendo que, deste montante, 38.281 colisões resultaram em vítimas fatais (DPVAT, 2018). Estima-se que a maior parte dessas colisões, sejam caracterizadas como colisões frontais, situação em que o sistema de absorção de impacto frontal do veículo é solicitado para garantir a integridade física dos ocupantes, assim como oferecer condições propícias para que outros sistemas de segurança veicular, como “air bag” e cinto de segurança atuem de forma satisfatória. Em 58% dos casos a principal vítima é o motorista.

A segurança veicular passiva estuda os mecanismos e estruturas de proteção dos ocupantes em caso de acidente. A carroceria veicular possui dois tipos diferentes de estruturas. A primeira é projetada para absorver parte da energia cinética do acidente por meio de deformações plásticas. A segunda, mais resistentes, compõem a célula de sobrevivência que protege o ocupante. (BOIS et al., 2004 e HAPPIAN-SMITH, 2002).

Em se tratando de colisões de baixa velocidade, até 16 Km/h, espera-se que apenas a porção inicial do sistema de absorção se deforme, capturando toda ou a maior parcela da energia envolvida, reduzindo, assim, os custos de reparação. Já em colisões de alta velocidade, a partir de 25 km/h, espera-se que todo o sistema trabalhe absorvendo energia e evitando altos valores de desaceleração e intrusão de outros sistemas no compartimento do ocupante, sempre com o foco em proteção do ocupante e redução dos danos na estrutura.

Uma vez que as montadoras precisam projetar seus produtos para atender aos protocolos de homologação de cada mercado, foram criados padrões de teste e avaliações que são largamente utilizados em todo o mundo, como o “*New Car Assessment Programme*” (NCAP), utilizado em toda a Europa, Ásia e América Latina. O “*Federal Motor Vehicle Safety Standards*” (FMVSS) e o “*Insurance Institute for Highway Safety*” (IIHS), aplicados nos Estados Unidos da América. Um dos protocolos mais antigos, aplicado em praticamente todo o mundo, é o das Nações Unidas - são as normas da *United Nations Economic Commission for Europe* (ECE).

O NCAP é uma organização iniciada na Europa na década de 90 com objetivo de aumentar o nível de segurança nos carros da época. Hoje a NCAP está presente em muitos outros países e continentes. No Brasil, tem-se a Latin NCAP, que foi iniciada em 2010.

O objetivo inicial da Euro NCAP na década de 90 era que os requisitos mínimos de segurança fossem atingidos para que o carro pudesse ser vendido. O efeito alcançado foi muito além. A divulgação dos resultados comparativos entre carros de mesmo segmento e marcas

concorrentes foram classificados por estrelas, sendo o número máximo 5, fez com que o mercado consumidor se interessasse em obter carros cada vez mais seguros. Iniciou-se, então, uma fase de melhoria contínua no nível de segurança veicular e criação em produtos mais seguros, cuja imagem depende da classificação quanto à segurança. O primeiro carro a fazer 4 estrelas na Euro NCAP foi o Volvo S40 em 1997. O primeiro carro a atingir a marca de 5 estrelas foi o Renault Laguna em 2001 com a estabilidade da estrutura da célula de sobrevivência e a capacidade do frontal do veículo em absorver e gerenciar a energia do impacto foram os pontos chave para tal conquista.

Devido à significativa capacidade de absorver energia via deformação plástica progressiva, tubos de parede fina e seção transversal prismática tem sido largamente utilizados para aplicações na segurança veicular (DIPAOLLO e TOM, 2006).

Além dos desafios intrínsecos de projetar uma estrutura para absorver energia de forma estável, todo um contexto de instalação e funcionalidades deve ser respeitado ao se projetar um componente automotivo. A área destinada a deformação durante a compressão (*crush space*), a condição de carregamento e montagem das partes na linha de produção, a viabilidade econômica, reparabilidade e outros requisitos de devem ser atendidos para viabilizar o projeto (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

Nesse contexto de desafios, novas tecnologias como a “*Origami Engineering*” surgem com foco na otimização geométrica dos sistemas destinados à absorção de energia. De forma geral, as longarinas automotivas são tubos de parede fina, cuja espessura é ao menos 10 vezes menor que as demais dimensões, com seção transversal prismática e material metálico.

Alterando basicamente parâmetros geométricos, a “*Origami Engineering*” busca determinar o formato ideal para obtenção da máxima deformação plástica, mínima espessura estável, carga de colapso constante, menor massa do componente e repetibilidade dos modos de colapso de maior eficiência. Contudo, a complexidade da peça tende a aumentar, pois não somente a seção transversal será otimizada, conforme prega a literatura clássica, mas todo o comprimento do componente será modificado para favorecer o comportamento desejado (MA, 2011).

Os processos de fabricação, portanto, se tornam um desafio à parte. Faz-se necessário um melhor entendimento das variáveis envolvidas na fabricação das peças, cada vez mais complexas, e das consequências no desempenho do componente.

A soldagem por resistência elétrica por pontos (RSW) sempre recebeu maior atenção dos grupos de pesquisa devido a sua ampla aplicação. Essa tecnologia é empregada desde eletrodomésticos, como fogões e geladeiras, até a carroceria de um automóvel. A

diversidade de aplicações é devido ao seu baixo custo e elevada produtividade, medida em uniões formadas por minuto. A carroceria de um veículo tipo “*hatch*” compacto por exemplo, possui em cerca de 4.000 pontos de solda (BATISTA, 2011).

Consideradas antes como inviáveis, devido ao maior custo e tempo ciclo, a aplicação de cordões de solda como *Gas Tungsten Arc Welding* (GTAW) e *Gas Metal Arc Welding* (GMAW) podem ser possíveis soluções para aumentar a capacidade de absorção de energia de uma longarina durante o impacto. Dessa forma, é de fundamental importância a compreensão do efeito da junta soldada no modo de deformação apresentado pela longarina, assim como a correlação com os condições do processo de soldagem que a criou.

O componente responsável pela absorção de impactos de baixa velocidades, até 16 km/h, é a crash box. Para velocidade mais elevadas, a principal função deste componente é guiar a deformação das demais longarinas e garantir a estabilidade.

A crash box é a porção inicial do sistema de absorção de impacto frontal de um carro. Geralmente, este componente é simétrico, presente tanto do lado esquerdo quanto do lado direito, e é ligado por uma travessa que ajuda a estabilizar os dois lados durante o impacto (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011). A Figura 1 ilustra uma crash box do lado esquerdo deformada por um impacto de 16km/h e uma crash box indeformada, do lado direito

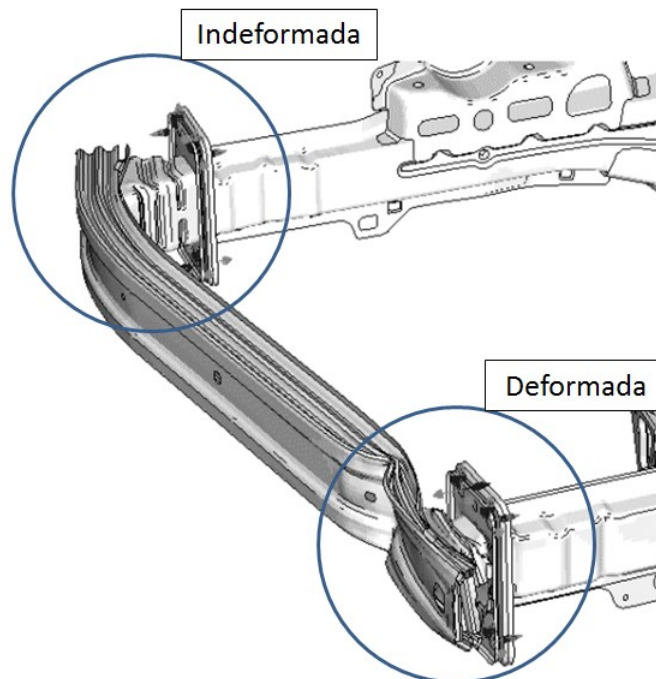


Figura 1 – Deformação de uma crash box automotiva após impacto de 16 km/h contra barreira rígida. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

1.1 Objetivos Gerais

Objetivo deste trabalho é mensurar a influência da junta soldada no comportamento do crash box, assim como determinar a capacidade do método de união em induzir modos de deformação mais eficientes quando o componente for submetido a carregamentos de compressão de alta velocidade.

1.2 Objetivos Específicos

Este trabalho utiliza da “*Origami Engineering*” como ponto de partida para a geometria do crash box e foca em duas tecnologias de soldagem comumente aplicadas na indústria automobilística, a RSW e a GMAW.

Os parâmetros de soldagem e as definições geométricas da junta serão estudadas com objetivo de garantir a ocorrência do modo octogonal, ou *diamond mode* como forma de elevar a eficiência do componente em absorver energia.

1.3 Estado da arte

Os primeiros trabalhos teóricos sobre compressão de tubos de parede fina, com correlação experimental significativa, são da década de 1980. WIERZBICKI e ABRAMOWICZ (1983) definiram o mecanismo como uma estrutura fechada, de paredes finas, se deformava sob cargas de compressão. Neste trabalho foi estudado somente os modos estáveis de deformação. ABRAMOWICZ (1983) definiu ainda o comprimento, ou distância efetiva de trabalho de um tubo de paredes finas, comprimido axialmente. Neste trabalho não foram consideradas as instabilidades geométricas. ABRAMOWICZ e JONES (1984) se aprofundaram no mecanismo de deformação axial de uma estrutura fechada, de paredes finas, com seção transversal quadrada. Posteriormente, ABRAMOWICZ e JONES (1986) realizaram os primeiros estudos sobre instabilidade dinâmica de tubos de paredes finas submetidos a cargas dinâmicas, e o foco do estudo eram as seções circulares e quadradas, onde foi mapeada a influência do modo de deformação na eficiência em absorver energia.

Comparando experimentalmente os resultados de tubos de parede fina produzidos em alumínio comercial 6061 de diferentes seções transversais, submetidos a cargas dinâmicas de compressão concluiu-se que os tubos circulares tendem a ter uma formação mais simétrica dos lóbulos, e portanto, é esperado um melhor desempenho na absorção de energia (KIM e LEE, 1999).

Um extenso levantamento experimental das cargas, energia absorvida, modo de deformação e deslocamento máximo para tubos de paredes finas submetidos a carregamentos quase-estáticos foi realizado. Nestes experimentos foi mantida a mesma geometria para todos os tubos, incluindo a espessura, e testados quatro diferentes materiais comerciais, o ASTM A36, ASTM A513, AISI 316 e AISI 304. Concluiu-se que apesar da complexidade do fenômeno, a taxa de repetição dos resultados é alta. Foram encontradas diferenças máximas de 7% entre as cargas medidas em diferentes espécimes de um mesmo material e menos de 2% de diferença foram encontrados para a energia absorvida (DIPAULO e TOM, 2006).

Foram avaliados virtualmente, utilizando o software LS Dyna, o efeito de rebaixos longitudinais ao longo das faces de tubos quadrados de parede fina quando comprimidos axialmente. Foram considerados ainda as pré-tensões, ou tensões e deformações resultantes do processo de fabricação do tubo. O efeito dos iniciadores se mostrou relevante, já que a carga de colapso e o início da deformação foram limitados por este (ZHANG e HUH, 2009).

Diversos trabalhos foram publicados com intuito de controlar o modo de colapso, reduzir a carga inicial e aumentar a carga média, garantindo assim a máxima eficiência em absorver energia. Foram avaliados os modos de colapso de tubos de célula única e multi-células preenchidos ou não com espuma por CHEN (2001). Também foi estudada a aplicação de espessuras variáveis com objetivo de garantir o modo de colapso de maior absorção por ZHANG (2014). Foram avaliados também rebaixos e iniciadores de deformação de diversas geometrias por SINGACE (1997) e HOSSEINIPOUR (2003).

Estudos de tubos de parede fina e seção triangular quando submetidos a grandes deformações por compressão axial identificaram dois modos de deformação chamados de “*diamond mode*” e “*symmetrical mode*”. O “*diamond mode*” apresenta maior eficiência na absorção de energia para esse tipo de seção transversal (FAN, 2013).

Aplicando-se um padrão pré-deformado piramidal para a superfície de tubos de parede fina e seção transversal quadrada foi possível obter até 54% a mais de absorção de energia que o tubo quadrado tradicional. No entanto, o padrão proposto se mostrou instável mesmo nas simulações, não obtendo repetibilidade nos resultados para tubos de diferentes tamanhos de seção transversal (ZHANG, 2007).

Visando a maior ocorrência dos principais mecanismos de absorção de energia um padrão geométrico foi desenvolvido. Baseado na antiga arte oriental de dobradura de papeis, o Origami, o padrão pré-formado, objetiva aumentar a ocorrência de rotulas plásticas. As simulações mostraram um aumento de 58% na energia absorvida quando comparado com um tubo tradicional (MA e YOU, 2014).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Conceitos de segurança veicular passiva

Os sistemas de retenção do ocupante (“Restraints”) são projetados para possibilitar que o ocupante se mantenha na posição sentada, e reduzir o risco de contato com o interior do veículo, minimizando o risco de danos físicos e ferimentos durante um impacto frontal de acordo com CHOU (1974).

A segurança veicular passiva é subdivida em quatro macros áreas, sendo elas a estrutura (carroceria), *air bag*, biomecânica e interiores. Dentre estas áreas, a estrutura é a mais significativa, uma vez que serve de base para a incorporação dos outros itens de segurança e suporta cargas estáticas e dinâmicas durante o ciclo de vida do veículo. Além disso, é projetada para manter sua integridade e fornecer proteção adequada aos ocupantes em situação de colisão veicular (BOIS et al., 2004).

2.1.1 Estrutura e proteção do ocupante

O conceito original de segurança passiva de um carro surgiu associado a permanente integridade da célula de sobrevivência, a cabine ou compartimento do ocupante. Dessa forma a estrutura de um carro é considerada uma casca a qual pode proteger o ocupante, mas pode se deformar, em situações específicas de carregamentos estáticos e dinâmicos, com limites de deformação bem definidos (MORELLO, 2011).

Esta abordagem é comumente conhecida como abordagem geométrica. Graças a esta abordagem uma série de requisitos e especificações foram criadas e garantem a estabilidade da estrutura e a proteção do ocupante para protocolos como LNCAP, FMVSS, IIHS e ECE. Os protocolos representam situações de colisão estatisticamente mais comuns, assim como a nota em cada protocolo representa o risco do ocupante se lesionar.

Do ponto de vista do ocupante, um veículo ideal se deformaria progressivamente, com uma força constante e com o maior deslocamento possível, conservando ao máximo o habitáculo (célula de sobrevivência). Nesta condição, a desaceleração seria constante e duraria o maior intervalo de tempo possível. Os componentes estruturais, tais como: longarinas, travessas, para-choque, capô, para-lamas, motor, suspensão e outros menos expressivos, irão absorver a maior parcela da energia envolvida numa colisão frontal (HAPPIAN-SMITH, 2002).

2.1.2 Resposta do veículo – curva de velocidade e pulso de desaceleração

O pulso de desaceleração é o histórico no tempo dos contatos e deformações sofridas pela estrutura durante o evento de colisão. Os dados são obtidos através da instrumentação com acelerômetros de regiões não deformáveis do veículo – Longarinas Traseiras e Pilar B por exemplo – são necessárias ainda a aplicação de filtros para remover ruídos de medição. Normalmente os dados de aceleração são plotados em função do tempo e do deslocamento. A Figura 2 apresenta o pulso longitudinal de um veículo em impacto frontal contra barreira rígida plotados em função do tempo. A Figura 3 apresenta os mesmos dados de aceleração, porém plotados em função do deslocamento do carro. Os dados de deslocamento são obtidos a partir da integração dos dados de aceleração no tempo.

Os picos de aceleração representam incrementos momentâneos na força que se opõem ao movimento. Os eventos mais comumente detectados como causadores dos picos de aceleração são o atingimento da carga máxima das longarinas responsáveis pela absorção de energia, contatos entre componentes rígidos como motor e suspensão, exaurimento das linhas de carga responsáveis pela absorção de energia e carregamento do compartimento do ocupante.

Os vales na curva, representam instantes em que a mesma força que se opõem ao movimento foi momentaneamente reduzida. Em geral são causados pelo início da deformação programada das estruturas, quebra de componentes mecânicos ao se chocarem e colapso de partes estruturais.

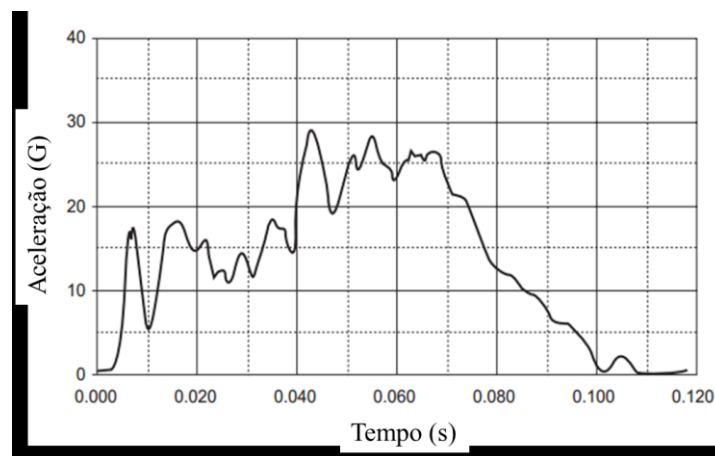


Figura 2 – Pulso longitudinal de desaceleração em função do tempo. Impacto frontal, barreira rígida (KHALIL e DU BOIS, 2004)

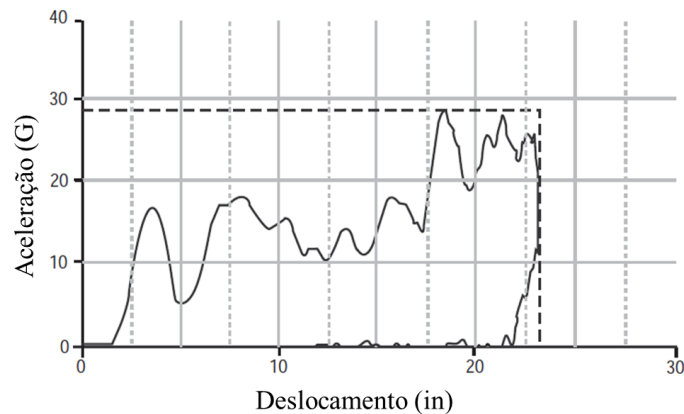


Figura 3 - Pulso longitudinal de desaceleração em função do deslocamento. Impacto frontal, barreira rígida (KHALIL e DU BOIS, 2004)

Conforme a Figura 3, o pico de desaceleração ocorre ao final da deformação da estrutura frontal do veículo, quando todo o espaço projetado para deformação plástica e absorção de energia já foi utilizado. Dessa forma, um dos critérios de projeto é o espaço livre entre os componentes e sistemas instalados na estrutura dianteira do carro. A deformação das longarinas ocorrerá somente nesses espaços disponíveis.

De acordo com a primeira lei de Newton “*um corpo em movimento tende a permanecer em movimento até que uma força haja sobre ele*”. No caso de uma colisão veicular, o movimento inicial do carro é influenciado pelas forças de contato do veículo com a barreira. Considerando uma colisão entre carro e barreira rígida - condição mais simples e prevista em normas internacionais como ECE12 e FMVSS208 – a barreira não absorve energia, levando as longarinas a se deformarem em grande quantidade num curto espaço de tempo – o que implica em elevadas taxas de deformação (CLIFFORD C. CHOU, 2004).

Pela segunda lei de Newton, “*quanto maior a força aplicada sobre um corpo, maior será a aceleração*” – para o caso em que a massa é constante. Neste caso assume-se que todo o veículo se comporte como um único corpo, e despreza-se momentaneamente as forças internas que geram deformações na estrutura. Dessa forma, espera-se que em colisões com barreira rígida, a desaceleração seja maior e a curva de velocidade mais severa que em casos de barreira deformável. Isso se deve a magnitude das forças envolvidas no evento e ao curto intervalo de tempo entre o contato inicial com a barreira e o instante em que a velocidade do carro chega a zero (KHALIL e DU BOIS, 2004).

A Figura 4 apresenta a curva de velocidade em um impacto frontal contra barreira rígida, curva esta do mesmo teste de onde foi obtido as curvas das Figura 2 e Figura 3.

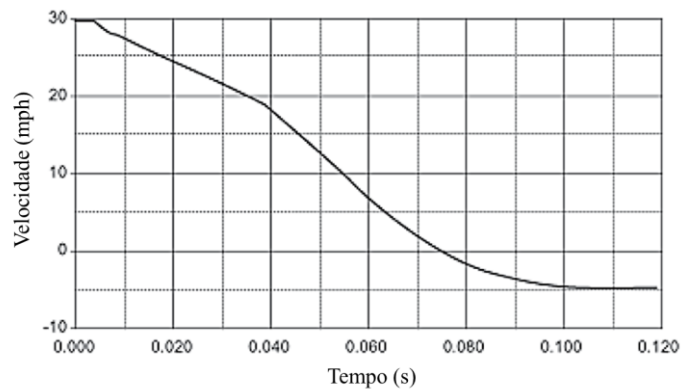


Figura 4 - Curva de velocidade do veículo (em mph – milhas por hora) versus tempo. Impacto frontal contra barreira rígida. (KHALIL e DU BOIS, 2004)

Avaliando do ponto de vista de segurança do ocupante, o objetivo é que não ocorram variações bruscas da velocidade – que resultam em picos de aceleração. Dessa forma, um dos critérios de projeto para atingimentos dos requisitos de biomecânica é o tempo gasto pelo veículo para parar. Esse tempo deve ser o maior possível (EPPINGER, 1993).

Durante a colisão, a estrutura se deforma dissipando a energia cinética inicial que é transformada em energia interna ou trabalho realizado pelas forças externas nas longarinas. A cada nova deformação ou lóbulo de deformação criado nas longarinas a força atuante que modifica o movimento do carro diminui. Isso pode ser visualizado pelos vales encontrados na curva de desaceleração das Figura 2 e Figura 3.

Devido a limitações de espaço na porção dianteira dos veículos e a presença de diversas estruturas de alta rigidez como motor e suspensão, os mais variados contatos e interações ocorrem e modificam a distribuição das forças na estrutura. Tais contatos devem ser mapeados e trabalhados na estratégia de *Safety* adotada para o projeto do veículo. A cada novo contato, ocorre um aumento da força que modifica o movimento do veículo. O efeito do incremento momentâneo de força pode ser visualizado nos picos da curva de desaceleração das Figura 2 e Figura 3.

2.1.3 Sistema de retenção

Conforme assinalado anteriormente, é desejável que a variação da velocidade no tempo seja a menor possível, de forma a não gerar acelerações ou esforços no ocupante acima no limite tolerável pelo corpo humano. Da mesma forma, nenhum contato do ocupante com o interior da cabine é desejável durante a colisão.

Ainda pela primeira Lei de Newton, desprezando-se as forças de atrito, um ocupante sem sistema de retenção – como cinto de segurança por exemplo - tende a continuar seu movimento com a mesma velocidade inicial enquanto o carro está sendo freado pelas forças de contato com a barreira. Considerando o caso do ocupante se chocar contra o painel de instrumentos ou volante no instante em que o veículo já esteja com velocidade zero, pode-se estimar os esforços sofridos pelo ocupante utilizando a equação de Torricelli, Equação (2.1):

$$a = \frac{v^2}{2s} \quad (2.1)$$

onde v é a velocidade do impacto, a é a aceleração sofrida pelo ocupante e s é o deslocamento permitido. A partir da aceleração obtida basta multiplicar pela massa do ocupante ou membro impactado para se obter a força do impacto. O valor de força deve ser então comparado com os limites aceitáveis para o corpo humano (TAWFIK KHALIL e PAUL DU BOIS, 2004).

Existem algumas recomendações que devem ser aplicadas para projeto de sistemas de retenção (PATRICK, 1973):

1. Maximizar o tempo de aplicação das forças de retenção do ocupante e minimizar a magnitude das mesmas;
2. Maximizar a distância que o ocupante pode se deslocar sem tocar em nenhum objeto da cabine. A distância percorrida pelo ocupante deve ser medida com referência ao solo e, portanto, inclui as zonas de deformação da estrutura dianteira do veículo;
3. Maximizar a efetividade do sistema de retenção, aplicando a maior força possível o quanto antes, durante o evento de impacto;
4. Minimizar a concentração de forças em quinas, bordas e superfícies duras, suavizando a geometria com raios;
5. Usar materiais capazes de se deformar e absorver energia sem falhar. Áreas de possível contato com o ocupante devem possuir absorvedores macios o suficiente para distribuir a carga;
6. Maximizar a eficiência do sistema de retenção otimizando-o para o pulso do veículo, isto é, definir as melhores configurações de airbags e cinto de segurança. O tempo de disparo, volume da câmara, tempo de enchimento e curva de rigidez são as principais variáveis. O pulso do veículo deve ser projetado para o mínimo de variações de velocidade.

2.2 Propriedades mecânicas dos materiais

O entendimento das leis constitutivas e das propriedades mecânicas dos materiais são de essencial importância para o correto modelamento dos fenômenos de impacto.

Em se tratando dos aços, principal matéria prima no meio automotivo, existem duas etapas de deformação, elástica e plástica.

2.2.1 Deformação elástica dos metais

A deformação elástica é reversível. Quando um corpo é deformado elasticamente sob ação de um carregamento, esse corpo tende a voltar ao estado original assim que o carregamento é removido. O exemplo mais comum é uma tira de borracha que se deforma em grande quantidade e volta ao seu formato original assim que a força atuante é retirada. Para materiais cristalinos as deformações elásticas são menores que na borracha, em torno de 1 a 2% (CALLISTER, 2008).

Para um material isotrópico, que possui as mesmas propriedades em todas as direções, se um carregamento é aplicado na direção X, a deformação gerada pela força de tração é dada por:

$$e_x = \frac{\sigma_x}{E}, \quad (2.2)$$

em que E é o módulo de elasticidade (HOSFORD, 2011).

Apesar do carregamento ser aplicado em X, ocorrerá deformação em Y e Z, que podem ser relacionadas por:

$$e_z = e_y = -\nu e_x, \quad (2.3)$$

em que ν é o Módulo de Poisson.

A Lei generalizada de Hooke relaciona as tensões e deformações para os três eixos e pode ser escrita para a direção X conforme apresentado na Equação (2.4). O mesmo raciocínio é válido para as demais direções Y e Z.

$$e_x = \left(\frac{1}{E}\right) [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \quad (2.4)$$

As deformações angulares são afetadas apenas pelas componentes da tensão de cisalhamento. Uma relação semelhante à Equação (2.2) pode ser escrita para o cisalhamento da seguinte forma:

$$\gamma_{yz} = \tau_{yz}/G, \quad (2.5)$$

em que G é o Módulo Elástico de cisalhamento.

Para um material isotrópico, o módulo de cisalhamento não é independente de E e ν . Tal relação de dependência é dada por:

$$G = E/[2(1 + \nu)]. \quad (2.6)$$

As propriedades elásticas se encontram relacionadas com a energia de ligação entre dois átomos ou íons vizinhos. Para materiais cristalinos, o módulo de elasticidade é pouco sensível a modificações na microestrutura. Tratamentos térmicos, que têm grande efeito no aumento de resistência e elevação da tensão de escoamento, possuem pouco efeito quanto às propriedades elásticas, o mesmo ocorre com trabalhos de deformações a frio. Entretanto, para um dado material metálico, o módulo de elasticidade diminui com o aumento da temperatura.

2.2.2 Deformação plástica dos metais

A grande maioria das estruturas é projetada para não sofrer deformação plástica. Estruturas que necessitam absorver energia se deformando são exceções. Considerando que o alongamento total até a ruptura para a maioria dos aços gira em torno de 15%, e que apenas 2% correspondem a deformação elástica, a deformação plástica pode ser o modo mais eficiente de absorver energia.

Deformação plástica é a deformação permanente acompanhada por deslocamentos atômicos no material. Essa deformação não é recuperável, logo, um corpo submetido a um carregamento que lhe cause deformação plástica não recuperará seu formato original quando o carregamento for removido (CALLISTER, 2008).

A Teoria da Plasticidade lida com o domínio em que a Lei de Hooke não é mais válida. Diferentemente da elasticidade, que se preocupa com o estado final de tensões, na plasticidade todo o transiente que levou ao estado final deve ser considerado, o que aumenta significativamente a complexidade da modelagem matemática (DIETER, 1986).

O critério de escoamento é uma expressão matemática que representa o estado de tensão capaz de causar escoamento plástico. Para a maioria dos materiais metálicos a tensão de escoamento é igual na tração e compressão (HOSFORD, 2011).

O primeiro critério de escoamento foi proposto por Tresca e se baseia na máxima tensão de cisalhamento. Quando plotado nos eixos coordenados X e Y , sendo σ_1 e σ_3 ,

respectivamente, tem-se o formato de um hexágono que representa a superfície de escoamento. A Equação (2.7) descreve esse critério em função das tensões principais:

$$(\sigma_1 - \sigma_3)/2 = \sigma_y/2, \quad (2.7)$$

em que σ_y é a tensão de escoamento.

O critério de Von Mises utiliza também a tensão principal σ_2 , além da máxima e mínima, σ_1 e σ_3 respectivamente. Quando plotado nos eixos coordenados, tem-se uma superfície em forma de elipse a Equação (2.8) apresenta o critério de Von Mises:

$$\left\{ \frac{[(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2]}{2} \right\}^{1/2} = \sigma_y. \quad (2.8)$$

A Figura 5 apresenta os gráficos para ambos critérios, Tresca e Von Mises.

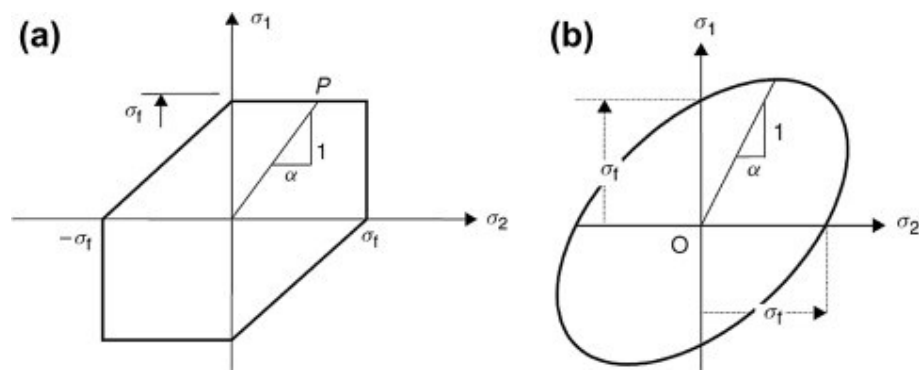


Figura 5 - Critério de escoamento para material isotrópico, (a) Critério Tresca (b) Critério von Mises (Marciniak et al., 2002).

A curva de escoamento é a curva do comportamento plástico do material. Obtida comumente de um ensaio de carregamento uniaxial, como por exemplo, o ensaio de tração, em que a abscissa é a deformação efetiva e no eixo das ordenadas a tensão efetiva. A curva é assim chamada por indicar a tensão necessária para causar no metal um escoamento plástico para qualquer deformação dada (DIETER, 1986). A forma de ajuste mais comum para a curva plástica está apresentada na Equação (2.9) e é válida do início da deformação plástica até o pico de força que se caracteriza pela estricção.

$$\sigma = K \varepsilon^n \quad (2.9)$$

onde K é a tensão quando $\varepsilon = 1.0$ e n é o índice de endurecimento a trabalho a frio ou índice

de encruamento.

A tensão de engenharia é definida segundo a força aplicada e um valor fixo de área da seção transversal assim tem-se:

$$\sigma_{eng} = \frac{F}{A_0}, \quad (2.10)$$

onde A_0 é a área da seção transversal do corpo de prova no instante inicial.

Já a deformação de engenharia, ou deformação linear média, é calculada pela variação do comprimento em relação ao comprimento inicial logo tem-se:

$$\varepsilon_{eng} = (L_f - L_i)/L_i, \quad (2.11)$$

onde L_f é o comprimento do corpo de prova ao fim do teste ou no instante avaliado, e L_i é o comprimento original do corpo de prova antes do ensaio.

No entanto, sabe-se que existe uma redução significativa da área da seção transversal enquanto o corpo de prova se deforma longitudinalmente. Após o escoamento até a estricção, a relação entre o alongamento do corpo de prova e a redução de sua seção transversal é dada pelo Coeficiente de Poisson. Desta forma, a tensão verdadeira, como é chamada a tensão calculada em função da área instantânea, aumenta. As Equações ((2.12) e ((2.13) fornecem a tensão verdadeira e a deformação verdadeira, respectivamente.

$$\sigma_v = \sigma_{eng}(\varepsilon_{eng} + 1) \quad (2.12)$$

$$\varepsilon_v = \ln(\varepsilon_{eng} + 1) \quad (2.13)$$

É conveniente a definição de tensão efetiva de modo que seja possível comparar tensões registradas em um ensaio de tração uniaxial com qualquer outro estado de tensões, incluindo de outros ensaios como, por exemplo, um ensaio de torção.

A tensão de cisalhamento octaédrica, responsável pela deformação plástica em um elemento tridimensional de formato octaédrico, se iguala ao critério de escoamento por máxima energia de distorção, proposto por Von Mises. Desta forma, a tensão octaédrica cisalhante e a deformação cisalhante são funções invariantes, logo é possível descrever a curva de escoamento independentemente do tipo de teste. Para um mesmo material, a curva de escoamento obtida

em um ensaio de tração será igual a curva de escoamento obtida em um ensaio de torção se a curva for construída em função da tensão e deformação efetivas (NADAI, 1937). A Equação (2.14) define a tensão efetiva em função das tensões principais.

$$\sigma_{ef} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (2.14)$$

De maneira análoga, a deformação efetiva pode ser definida como:

$$\varepsilon_{ef} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2}. \quad (2.15)$$

A Figura 6 apresenta um comparativo das curvas tensão-deformação de engenharia e verdadeira obtidas a partir de um ensaio de tração de um mesmo material. É possível notar que a curva de engenharia cai à medida que a deformação aumenta além da estricção, isso ocorre porque a força registrada durante o ensaio diminui. Já a curva verdadeira apresenta uma reta com inclinação constante até a ruptura. As curvas são defasadas com relação ao eixo das deformações, sendo que o pico de força onde ocorre a estricção é visualizado primeiro na curva verdadeira. No entanto, este ponto é mais facilmente detectado na curva de engenharia por ser a força máxima registrada no ensaio.

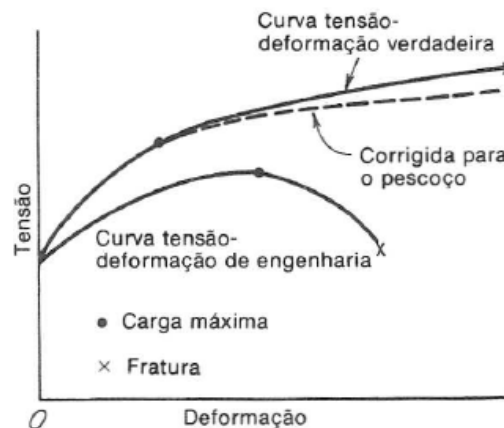


Figura 6 - Comparativo da curva tensão-deformação de engenharia e verdadeira obtidas em um ensaio de tração. (DIETER, 1986)

2.2.3 Efeitos da taxa de deformação

Ao executar ensaios de tração com máquinas de alta velocidade, tanto a tensão de escoamento quanto o limite de resistência aumentam com o aumento da taxa de deformação.

Este aumento é mais significativo para materiais de baixa tensão de escoamento (MANJOINE, 1944).

A medida que se eleva a taxa de deformação de aços de baixo carbono, a tensão de escoamento e o limite de resistência aumentam. No entanto o alongamento por muitas vezes reduz e a ruptura tende a ser frágil para taxas muito elevadas (HOSFORD, 2011)

A taxa de deformação depende da velocidade com que o material é deformado e das dimensões do material (DIETER, 1986). A taxa de deformação em função da deformação linear é dada por:

$$\dot{\varepsilon}_{eng} = \frac{d\varepsilon_{eng}}{dt} = \frac{d(L-L_i)/L_i}{dt} = \frac{1}{L_i} \frac{dL}{dt} = \frac{v}{L_i}, \quad (2.16)$$

onde v é a velocidade de deslocamento do cabeçote em ensaio de tração simples, L_i é o comprimento inicial do corpo de prova e L é o comprimento no instante em que se avalia.

A taxa de deformação também pode ser expressa em função da deformação verdadeira assim tem-se:

$$\dot{\varepsilon}_v = \frac{d\varepsilon_v}{dt} = \frac{d[\ln(\frac{L}{L_i})]}{dt} = \frac{1}{L} \frac{dL}{dt} = \frac{v}{L}. \quad (2.17)$$

A tensão de escoamento pode ser relacionada com a taxa de deformação para uma deformação e temperatura constantes.

$$\sigma_y = C(\dot{\varepsilon}_v)^m. \quad (2.18)$$

onde m é conhecido como coeficiente de sensibilidade à taxa de deformação e pode ser determinado por:

$$m = \frac{\log\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)}{\log\left(\frac{\dot{\varepsilon}_2}{\dot{\varepsilon}_1}\right)}. \quad (2.19)$$

A Figura 7 apresenta a variação na tensão de escoamento para a liga de alumínio 6063 variando em função da temperatura e da taxa de deformação. A deformação foi mantida constante, sendo $\varepsilon_v = 0,002$.

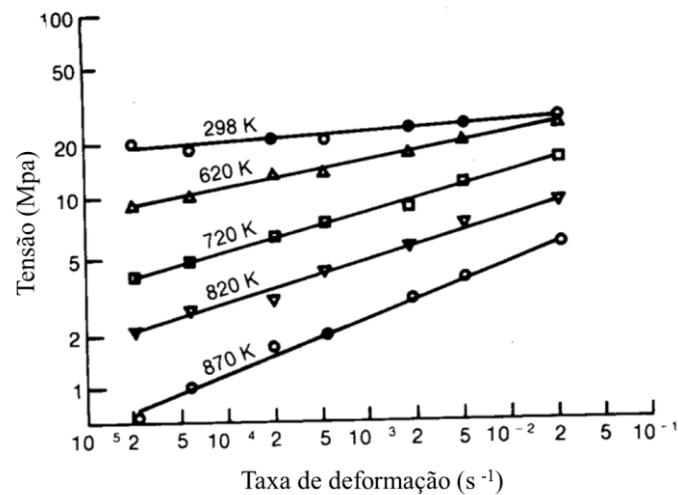


Figura 7 – Tensão de escoamento em função da taxa de deformação e temperatura para alumínio 6063.(DIETER, 1986)

Divergências ainda existem como, por exemplo, o alumínio 6061-T6, que é considerado sensível à taxa de deformação por alguns autores enquanto outros o consideram insensível à taxa de deformação (JONES, 1989).

SYMONDS e COWPER (1957) propuseram a relação da equação 2.20 entre a tensão de escoamento dinâmico (σ'_0), a taxa de deformação ($\dot{\epsilon}$), e a tensão de escoamento estática ou tensão de escoamento (σ_0):

$$\dot{\epsilon} = D \left(\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} - 1 \right)^q ; \quad \sigma'_0 \geq \sigma_0, \quad (2.20)$$

onde os coeficientes D e q são específicos para cada material.

Para o aço baixa liga, a tensão de escoamento é o dobro da tensão de escoamento estática quando a taxa de deformação é de $40,0 \text{ s}^{-1}$. No entanto, para que o mesmo fenômeno ocorra com o alumínio, a taxa de deformação deve ser de 6500 s^{-1} . Esta diferença entre o comportamento do aço e do alumínio ilustra a sensibilidade à taxa de deformação que varia para cada material (JONES, 1989).

2.2.4 Ensaio para caracterização dos materiais em altas taxas de deformação

Conforme exposto nas seções anteriores, o ensaio deve ser capaz de caracterizar o material na taxa de deformação desejada e ser capaz de levar o corpo de prova até a fratura, para que se conheça toda a curva de escoamento. Ensaio Hopkinson Bar, permite taxas de

deformação ainda maiores que no ensaio de tração tradicional.

2.2.4.1 Ensaio de tração

Os dados fundamentais para a análise das propriedades mecânicas de um metal dúctil são obtidos através de um ensaio de tração, realizado com um corpo de prova com geometria adequada, no qual se aplica uma carga axial, Fx , crescente até que o material se rompa. A carga e o alongamento, ΔL , do corpo de prova são registrados a cada pequeno intervalo de tempo durante o teste e podem ser expressas em termos de tensão e deformação, através de um diagrama de aparência similar ao apresentado na Figura 8, que mostra a relação entre a tensão de engenharia, σ_{eng} , e a deformação de engenharia, ϵ_{eng} , durante um ensaio de tração uniaxial de um material dúctil (DIETER, 1986).

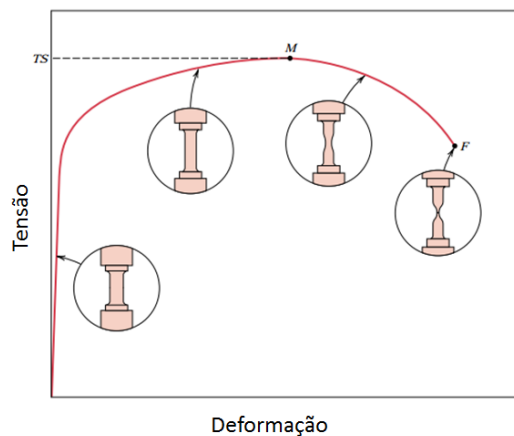


Figura 8 - Curva de engenharia obtida no ensaio de tração. (CALLISTER, 2008)

Conforme discutido na Seção 2.2.2, a curva de engenharia deve ser transformada em curva verdadeira pelas Equações (2.12) e (2.13). Também é importante que se apliquem as Equações (2.14) e (2.15) para que seja possível a comparação com resultados de outros ensaios.

Com o avanço da tecnologia e das máquinas de ensaio, é possível encontrar no mercado máquinas capazes de executar ensaios com taxas de deformação de até 10^2 s^{-1} . Conforme a Equação (2.17), esta taxa significa uma velocidade de deslocamento de cabeçote de 5 m/s para um corpo de prova de 50 mm de comprimento útil.

2.2.4.2 Barra de Hopkinson ou Kolsky

A resposta de uma estrutura submetida a impacto depende também do comportamento do material. Para altas taxas de deformação, como 10^2 a 10^4 s^{-1} (taxas comuns em colisões), a maioria das máquinas de tração ou compressão encontrariam dificuldades de realizar o ensaio de forma bem controlada. Uma opção seria utilizar um pêndulo ou martelo

que seria capaz de deformar o corpo de prova na taxa desejada até falhar. No entanto, pouca informação detalhada poderia ser coletada. Além disso, o impacto aconteceria de forma pouco controlada, apenas as condições gerais poderiam ser monitoradas (CHEN, 2010).

KOLSKY (1949) propôs uma forma diferente de obter as propriedades dinâmicas de um material. No teste são utilizadas duas hastes metálicas, uma em cada lado do corpo de prova e então uma delas é deslocada por uma carga explosiva em direção a outra esmagando o corpo de prova. Uma onda de tensão se propaga então pela haste incidente, parte desta onda é refletida ao chegar à interface com o corpo de prova, o restante é transmitido pelo corpo de prova e em seguida passa pela haste transmissora. Fazendo o balanço da onda refletida e transmitida é possível determinar o quanto foi absorvido pelo material e assim determinar as propriedades deste. O teste visa ter apenas deformação elástica. A Figura 9 ilustra o funcionamento do teste.

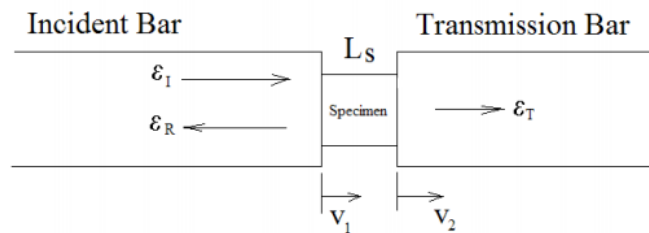


Figura 9 - Princípio de funcionamento do teste Kolsky (CHEN e SONG, 2010)

Assumindo que a onda de tensão se propaga na barra incidente e na barra de transmissão sem dispersão, as velocidades V_1 e V_2 podem ser escritas da seguinte forma, onde ϵ_I é a deformação elástica da barra incidente no instante de aplicação do carregamento e ϵ_R no instante após a compressão do corpo de prova:

$$V_1 = C_B(\epsilon_I - \epsilon_R) \quad (2.21)$$

$$V_2 = C_B \epsilon_T, \quad (2.22)$$

onde C_B é a velocidade da onda na barra.

Logo, a deformação de engenharia e as tensões podem ser calculadas da seguinte forma:

$$\epsilon = \frac{V_1 - V_2}{L_s} = \frac{C_B}{L_s} (\epsilon_I - \epsilon_R - \epsilon_T), \quad (2.23)$$

$$\sigma_1 = \frac{A_B}{A_S} E_B (\varepsilon_I + \varepsilon_R) \quad (2.24)$$

E

$$\sigma_2 = \frac{A_B}{A_S} E_B \varepsilon_T, \quad (2.25)$$

onde A_B é a área da seção transversal da barra, A_S é a área da seção transversal do espécimen e E_B é o módulo de elasticidade do material da barra.

2.2.5 Aços aplicados a indústria automobilística

Dentre os grupos de aços utilizados para componentes automotivos estampados o principal é o dos aços HSLA. Os HSLA fazem parte de um grupo ainda maior, os AHSS (Advanced High Strength Steel) que contêm uma gama de diversos aços de alta resistência e elevado alongamento desenvolvidos com foco na indústria automotiva. A Figura 10 apresenta o comparativo de Resistência (Mpa) vs Alongamento (%) para as diversas classes contidas dentro do grupo dos AHSS.

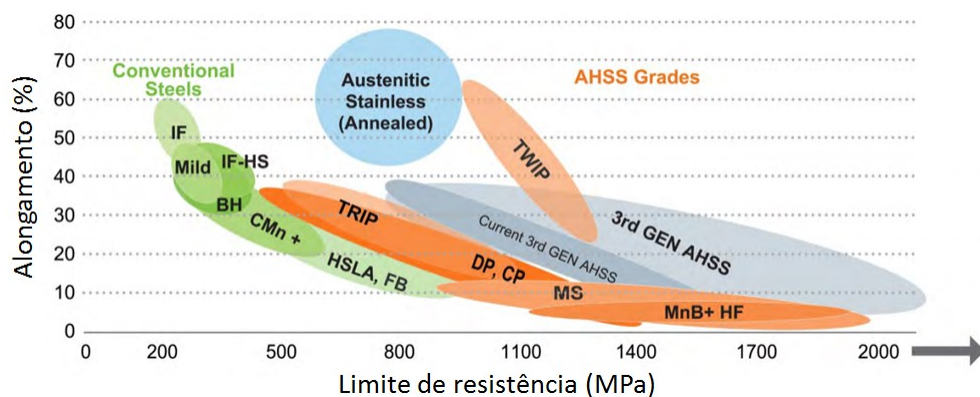


Figura 10 - Diagrama Alongamento (%) e Limite de resistência (MPa) para diversos aços (Keeler e Kimchi, 2015)

Conforme datasheet de fabricantes diversos o FEE340, nomenclatura ISO 6930, possui tensão de escoamento em torno de 340 MPa e limite de resistência de 410 MPa. O Alongamento (%) mínimo é de 21% sendo uma propriedade de grande importância visto que o processo de fabricação mais utilizado para conformação de chapas finas é a estampagem.

Parte da resistência mecânica e elevado alongamento obtidos no material se deve ao fato deste ser microligado a Nb, possibilitando atraso na recristalização e maior refino dos grãos durante o processo de laminação das chapas. A Tabela 1 apresenta a composição química do material em que se resalta os valores máximos de carbono ($C = 0,12\%$) e nióbio ($Nb = 0,09\%$).

Utilizando a equação (2.26) disponibilizada pelo IIW pode-se calcular o carbono equivalente e estimar a soldabilidade do material.

$$C_{eq} = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{\%Cr+\%Mo+\%V}{5} + \frac{\%N+\%Cu}{15}, \quad (2.26)$$

Com carbono equivalente igual a 0,383, conforme apresenta a Tabela 1, e por causa disto a soldabilidade do FEE340 pode ser considerada boa, conforme apresenta a Tabela 2.

Tabela 1 - Composição química FEE340 (Arcelor)

Max. C (%)	Max. Si (%)	Max. P (%)	Max. S (%)	Min. Al (%)	Max. Ti (%)	Max Nb (%)	Max. Cu (%)
0,12	0,5	1,5	0,04	0,025	>0,015	0,09	0,2

Tabela 2 - Soldabilidade conforme carbono equivalente (IIW)

$C_{eq} < 0,40$	Boa soldabilidade
$0,40 \leq C_{eq} \leq 0.60$	Média soldabilidade
$C_{eq} > 0,60$	Má soldabilidade

2.3 Soldagem

Conforme discutido nas seções anteriormente, a união soldada utilizada na construção das peças tem grande influência no modo de colapso e conseqüentemente, na quantidade de energia que o componente é capaz de absorver.

Embora a soldagem por pontos utilizando resistência elétrica (Resistance Spot Welding - RSW) seja a mais utilizada no ramo automobilístico, os elevados requisitos de Segurança Veicular estabelecidos por órgãos como o CONTRAN e a LNCAP tem exigido das montadoras uma renovação das tecnologias. Consideradas antes como inviáveis, devido ao maior custo e tempo ciclo, a aplicação de cordões de solda como Gas Tungsten Arc Welding (GTAW) e Gas Metal Arc Welding (GMAW) podem ser possíveis soluções para aumentar a capacidade de absorção de energia de uma longarina automotiva durante o impacto.

2.3.1 Resistance Spot Weld (RSW) – soldagem ponto

A soldagem por resistência compreende um grupo de processos nos quais a união de peças metálicas é produzida em superfícies sobrepostas ou em contato topo a topo, pelo calor

gerado através de resistência à passagem de uma corrente elétrica e pela aplicação de pressão (MODENESI, MARQUES e BRACARENSE, 2011).

Dentre os processos, a soldagem por pontos RSW sempre recebeu especial atenção da comunidade de pesquisa muito em função de sua grande empregabilidade. Como exemplo, na montagem de carrocerias automotivas, são necessários cerca de 5000 pontos de solda (BATISTA, 2011).

2.3.1.1 Parâmetros de processo

Os principais parâmetros de regulação do processo para uma formação adequada da lente de solda entre as partes metálicas (chapas) a serem soldadas são intensidade de corrente, tempo de fluxo de corrente e força entre os eletrodos. Além disso, existem variáveis de extrema importância para o desempenho do processo, muitas vezes negligenciadas, como refrigeração, material e forma dos eletrodos, espessura e material das chapas (SOUSA, 2018).

A corrente de soldagem necessária para a fusão de duas peças com espessura determinada é função de vários fatores: estado das superfícies, diâmetro da face de contato dos eletrodos, propriedade mecânica do material, força entre eletrodos, tempos de soldagem etc. (DAMASCO, 1995).

A corrente de soldagem tem influência direta na qualidade do ponto de solda. Portanto, a corrente de soldagem deve ser determinada a partir de alguns limites de qualidade, tais como: tamanho mínimo de lente (0,8 do diâmetro de contato do eletrodo), penetração mínima (20%), indentação máxima (20%), ausência de expulsão, diâmetro máximo de lente (1,25% do diâmetro de contato do eletrodo), resistência mecânica do ponto de solda, dentre outros (DAMASCO, 1995).

No processo de soldagem a ponto por resistência elétrica a variável tempo está presente em todas as etapas do processo, no entanto, três intervalos de tempo são cruciais para a produção da lente de solda: tempo de pré-pressão, tempo de passagem de corrente e tempo de retenção. Todos os intervalos são usualmente expressos em ciclo, sendo um ciclo 1/60 segundos (REBELLO, 1988).

A ação da força entre os eletrodos está presente em três etapas da soldagem: antes da operação de soldagem (retenção das chapas), durante (permitindo a passagem de corrente) e após para resfriamento do ponto (AWS, 1983).

A força entre os eletrodos tem a função de restringir a expulsão do metal fundido entre as chapas enquanto a lente de solda é formada. O aquecimento das resistências elétricas

produz a dilatação das chapas criando pressão interna ao ponto de solda, gerando uma força contrária à aplicada pelos eletrodos. A tensão transmitida entre os eletrodos, aprisiona a poça de fusão dentro de um anel de força, no entanto, se a força de compressão dos eletrodos for superior a do anel de força, o metal fundido escapa (expulsão) e a lente torna-se então porosa e o metal sólido sobre a poça colapsa (DAMASCO, 1995).

O espaçamento entre os pontos de solda é a variável que mais influência no desvio da corrente, e para evitar esse fenômeno, a distância entre pontos de solda deve ser a maior possível. Em pontos de solda produzidos subsequentemente com espaçamentos superiores a 25 mm o efeito *shunting* não teve influência na qualidade do ponto (WANG, 2013).

2.3.1.2 Resistência mecânica e modo de falha do ponto de solda

A resistência mecânica da junta soldada por meio do processo de soldagem a ponto é geralmente relacionada às dimensões do ponto de solda, profundidade de indentação, extensão da zona termicamente afetada pelo calor e propriedades do material. As características do ponto de solda têm sido amplamente relacionadas com a resistência da junta (BATISTA, 2011).

A inspeção visual é a técnica mais praticada, visto que não necessita de instrumentos de medição e o tempo gasto é o menor possível. Contudo, tem uma alta eficácia, pois 100% das peças produzidas podem ser vistoriadas, e defeitos grosseiros podem ser identificados. Portanto, a partir dessa análise prévia, é possível dar início ao processo analítico da qualidade. É importante frisar que esse método de inspeção não deve ser o único utilizado, deve-se fazer em conjunto com outros métodos (BATISTA, 2011).

A escolha do ensaio de resistência mecânica para caracterizar um ponto de solda, deve estar em acordo com sua aplicação. Isso significa que não é recomendável realizar o ensaio de cisalhamento sobre um ponto que é solicitado de maneira similar aos esforços de arrancamento (SCHNEIDER e JONES, 2004).

Ensaio destrutivos vão resultar em diferentes modos de falha dependendo da espessura do corpo de prova, da composição do material, da resistência do aço, da geometria e velocidade dos carregamentos. Os modos básicos de falha são fratura de interface, fratura parcial da superfície, ruptura da lente (botão fundido) ou a combinação de vários modos. Ensaio destrutivos de arrancamento ou cisalhamento em aços *Advanced High Strength Steel* ou *AHSS* (como o FEE340) podem produzir fraturas na solda, resultando em fraturas na interface ou

ruptura parcial na espessura. A medida que se aumenta a espessura ou a resistência do material, esse tipo de fratura se torna mais comum. (AWS D8.1M, 2012).

Para a completa caracterização da resistência mecânica de um ponto de solda podem ser realizados os ensaios KSII, *Peeling* (arrancamento) e *Lap shear* (cisalhamento com flexão). O ensaio KSII, permite obtenção de informações acuradas sobre as propriedades locais do ponto de solda. O corpo de prova KSII permite aplicação de três diferentes condições: cisalhamento puro, tração pura e combinação de cisalhamento e tração em diversos ângulos de aplicação do carregamento. Os corpos de prova *Lap shear* e *peeling*, representam a junta soldada típica de uma carroceria automotiva (CRUZ, MUÑOZ e VIÑAS, 2015). A Figura 11 apresenta os corpos de prova dos três ensaios.

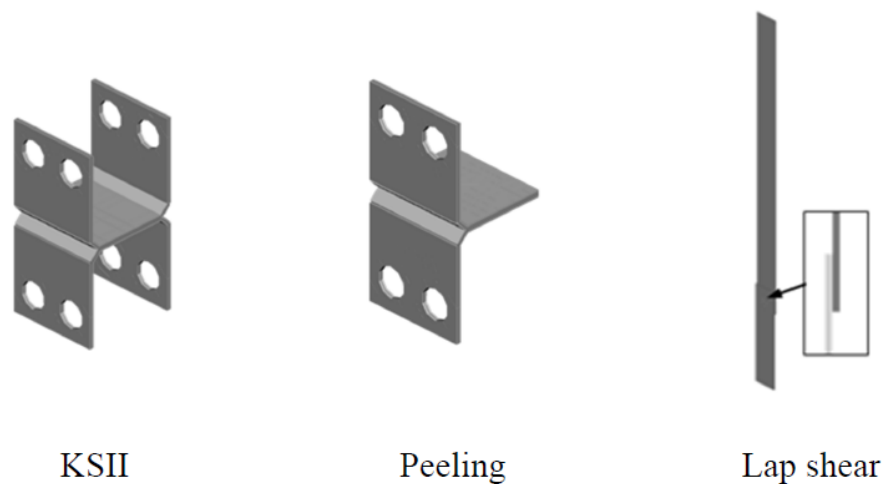


Figura 11 - Ensaio para caracterização da resistência de pontos de solda (CRUZ, MUÑOZ e VIÑAS, 2015)

A distância entre os pontos de solda influencia a resistência mecânica de estruturas veiculares (MURRAY, 1994). Na Figura 12a pode-se observar as curvas de força por deslocamento axial sob carregamento de compressão para diferentes espaçamentos de solda. Os corpos de prova que apresentaram maior limite de resistência têm espaçamento de 20 e 40mm entre os pontos de solda. A Figura 12b apresenta a curva da energia absorvida versus o espaçamento da solda. O ponto ótimo, de maior energia absorvida é com espaçamento de 40mm entre soldas.

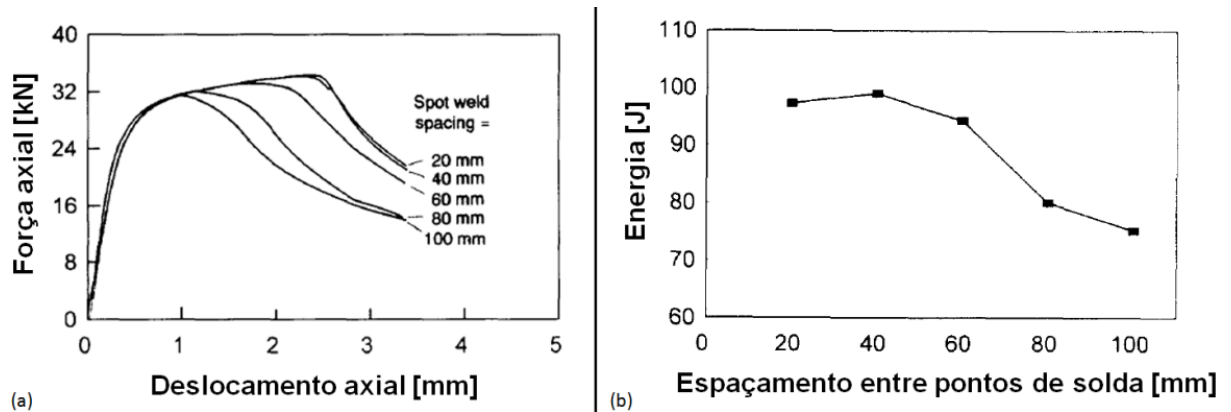


Figura 12 - (a) Força em função do deslocamento, (b) Energia em função da distância entre os pontos de solda (MURRAY, 1994)

Nos materiais de baixa resistência e alto alongamento, os pontos de solda se deformam muito antes da ruptura, sendo capazes de dissipar grande quantidade de energia, equiparando a capacidade de absorção de longarinas de material mais nobre. O carregamento crítico para ao ponto de solda de uma longarina sendo comprimida em condição de impacto se deve a abertura dos flanges, podendo ser mais bem caracterizado pelo ensaio de arrancamento (*peeling*). (SCHNEIDER e JONES, 2003)

A Figura 13 apresenta duas longarinas com falha de pontos de solda após teste de impacto. Em ambos os casos houve falha completa da solda, sendo que em uma das chapas ficou o furo e na outra chapa o botão fundido, o que indica boa qualidade da união soldada. É possível ainda identificar a abertura dos flanges que resultou no arrancamento das soldas. O material das longarinas é DC 17 IF e DC 19 LA, ambos aplicados a área automotiva em fabricação de componentes estampados.

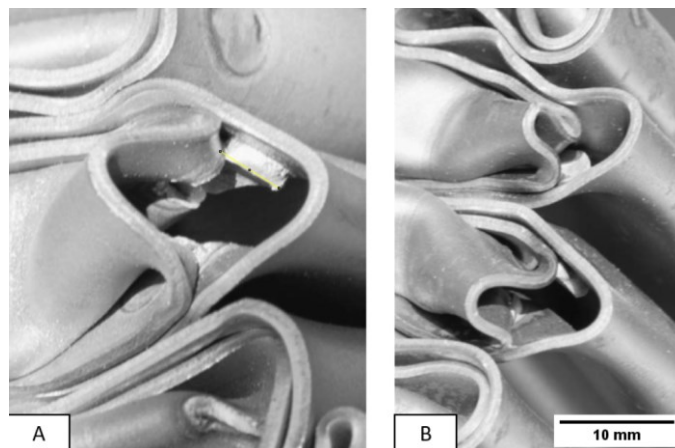


Figura 13 - Falha de ponto de solda por arrancamento em longarinas comprimidas por impacto. a) material DC 17 IF b) material DC 19 LA (SCHNEIDER e JONES, 2003)

A Figura 14 apresenta a curva de resistência do ponto de solda para carregamentos de cisalhamento em função da espessura da chapa para materiais de 480 e 350 Mpa de limite de escoamento.

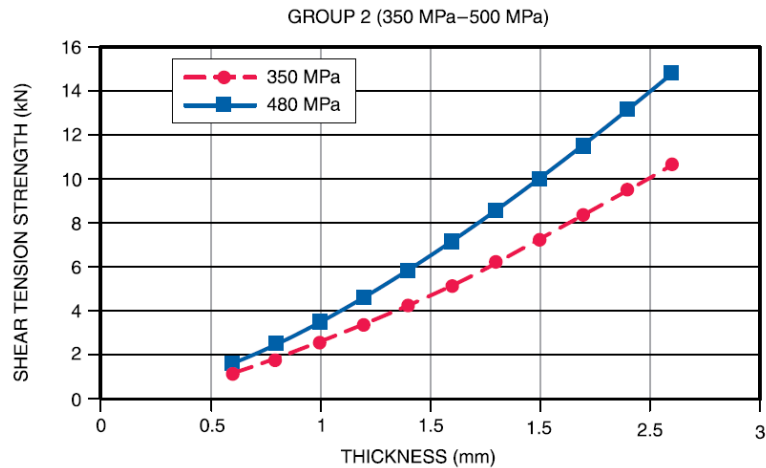


Figura 14 - Carga de ruptura do ponto de solda para carregamento de cisalhamento. (AWS D8.1M, 2012)

2.3.2 Gas Metal Arc Welding (GMAW)

A soldagem a arco com proteção gasosa (Gas Metal Arc Welding – GMAW) é um processo em que a união das peças metálicas é produzida pelo aquecimento destas com um arco elétrico estabelecido entre um eletrodo metálico nu, consumível, e a peça de trabalho. A proteção do arco e da região da solda contra a contaminação da atmosfera é feita por um gás ou mistura de gases, que podem ser inertes ou ativos (MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, 2011).

A aplicabilidade deste processo se estende à soldagem de diversos metais de importante interesse comercial (aço carbono, aço inoxidável, alumínio, cobre dentre outros). O processo é adequado à robotização, o que tende a elevar a qualidade do produto, a repetibilidade das características da junta soldada, a segurança operacional além da redução de custos de fabricação (IVAN, 2010).

A principal limitação da soldagem GMAW é a sua maior sensibilidade a variação dos parâmetros elétricos de operação do arco de soldagem, que influenciam diretamente na qualidade do cordão de solda depositado. O maior custo do equipamento, a maior necessidade de manutenção e menor variedade de consumíveis são outras limitações desse processo (MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, 2011). A necessidade de proteção contra

correntes de ar que possam dispersar o gás de proteção implica também na limitação em aplicar o processo em campo.

2.3.2.1 Arco elétrico e Transferência metálica

A estabilidade do processo de soldagem GMAW pode ser avaliada por três fatores: estabilidade do arco, regularidade da transferência metálica e o comportamento operacional do processo de soldagem, os quais se relacionam de forma muito próxima e complexa (SCOTTI e PONOMAREV, 2008).

O arco elétrico consiste em uma descarga elétrica, sustentada através de um gás ionizado, a alta temperatura, conhecido como plasma (MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, 2011). O arco elétrico se estabelece devido a diferença de potencial entre a peça e o eletrodo, sendo que, o efeito Joule gerado é responsável pelo aquecimento e fusão do metal de adição e metal base.

A tensão do arco apresenta uma relação aproximadamente linear com o comprimento do arco (LANCASTER, 1986). Importantes quedas de tensão ocorrem nas zonas Catódica e Anódica além da variação aproximadamente linear ao longo da coluna de plasma. A Figura 15 apresenta o potencial elétrico ao longo do arco.

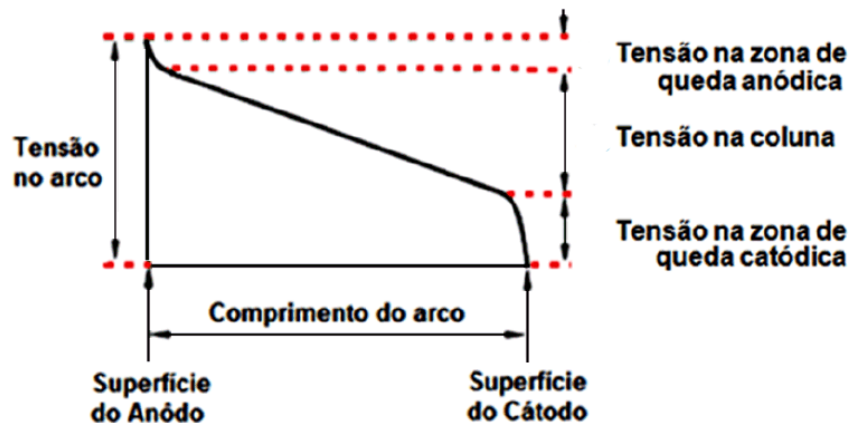


Figura 15 - Potencial elétrico em um arco e suas regiões - adaptado (LANCASTER, 1986)

Uma característica distinta do processo GMAW em relação a outros processos de soldagem a arco é a possibilidade de alteração intencional e controle do modo de transferência de metal fundido da ponta do eletrodo para a poça de fusão. Isso pode ser realizado através de uma combinação adequada de parâmetros de soldagem que incluem, por exemplo, a composição do gás de proteção, tipo de fonte de soldagem, tipo e forma do eletrodo, velocidade de alimentação de arame e a tensão e corrente de soldagem (MESSLER, 2004)

Dependendo da polaridade e faixa de corrente, tensão do arco, diâmetro e composição química do arame e do gás ou mistura de gases utilizados as formas de transferência

podem variar entre transferência globular, transferência por curto-circuito e transferência por “spray”. Sendo possível ainda a combinação via controle eletrônico para que ocorra a transferência controlada pulsada. A Figura 16 apresenta a geometria de dos modos de transferência e a Figura 17 apresenta a lógica entre as faixas de corrente e tensão em que cada modo de transferência tende a ocorrer.

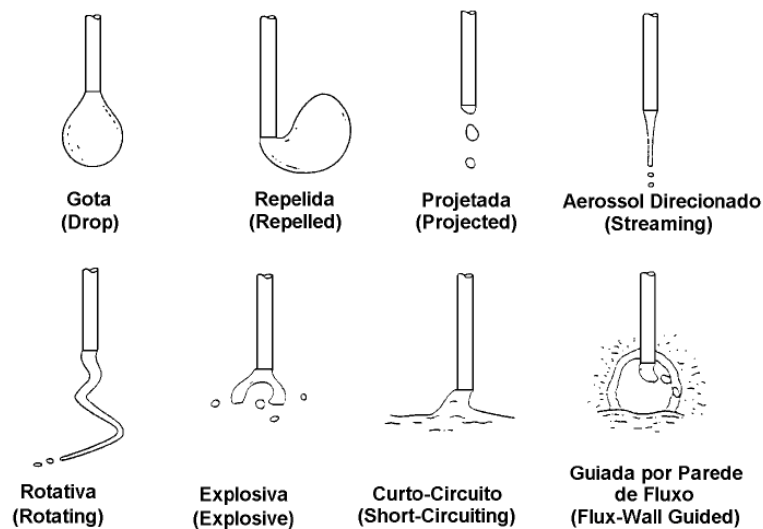


Figura 16 - Modos de transferência de acordo com a classificação IIW (LANCASTER, 1986)

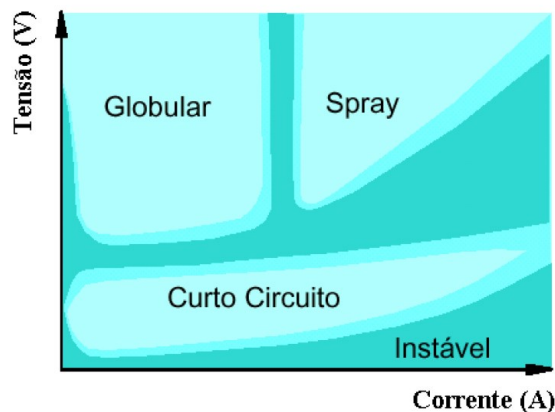


Figura 17 - Condições de corrente e tensão para as diferentes formas de transferência para a soldagem GMAW. com um gás de proteção a base de argônio (MODENESI, 2012)

Cada modo de transferência apresenta uma série de vantagens e limitações referentes a respingos, penetração da solda, posição de soldagem, espessuras aplicáveis do material de base e características da poça de fusão. Descrições detalhadas podem ser encontradas em MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, (2011); LANCASTER, (1986); IORDACHESCU e QUINTINO, (2008) e MESSLER, (2004).

2.3.2.2 Parâmetros de processo GMAW

Uma limitação do processo GMAW é a necessidade de um ajuste rigoroso de parâmetros para se obter um determinado conjunto de características para o cordão de solda. A determinação destes parâmetros é dificultada pela forte interdependência e por sua influência no resultado da operação (MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, 2011).

As principais variáveis que afetam as características da solda na soldagem GMAW são a tensão do arco, corrente de soldagem, velocidade de soldagem, distância entre o bico de contato e a peça de trabalho além da polaridade da corrente (LINCOLN, 1973).

Conforme MARQUES, MODENESI e BRACARENSE (2011), existem duas diferentes estratégias para que a velocidade de consumo (fusão) do eletrodo seja em média igual a velocidade de alimentação. A primeira é permitir que o equipamento controle a velocidade de alimentação. Para essa condição utiliza-se uma fonte de corrente constante juntamente com um alimentador de arames com velocidade variável que busca manter o comprimento do arco estável.

A segunda estratégia é manter a velocidade de alimentação constante e uma fonte de tensão constante. Nessa condição para cada variação no comprimento do arco ocorre uma grande variação na corrente que altera a taxa de fusão e mantém o consumo de arame alinhado com a velocidade de alimentação.

A velocidade de soldagem representa a taxa linear em que o arco se move ao longo da junta soldada. Com uma velocidade muito baixa, a quantidade de material depositado aumenta, porém a poça fica com dimensões elevadas fazendo com que a penetração seja baixa, mas em contrapartida, se for utilizado uma velocidade muito elevada, a quantidade de calor transferido para o metal de base é reduzida e a penetração também diminui, podendo causar defeitos no cordão (BARBEDO, 2011).

O aporte térmico (H) pode ser determinado pela relação entre a tensão (V), a corrente (I) e a velocidade de soldagem (v) conforme a equação (2.27).

$$H = \frac{VI}{v} \quad (2.27)$$

2.3.2.3 Resistência e propriedades mecânicas do cordão de solda GMAW

A qualidade e resistência da solda dependem do formato do cordão, que é diretamente influenciado pela taxa de alimentação do arame, corrente de soldagem, velocidade de soldagem,

solidificação do metal líquido e pela quantidade de calor aplicado. Praticamente todas as técnicas de soldagem a arco produzem altos aportes térmicos, que causam problemas como distorção, porosidade e crescimento de grão. Técnicas adequadas e o aprimoramento das tecnologias são importantes para minimizar esses efeitos (PRABAKARAN, 2017).

Foi estudado ainda os efeitos do gás de proteção quanto ao refinamento de grãos (ANTTILA E PORTER, 2014) e quanto a composição química do cordão e as fases de sua microestrutura (SATHIYA, 2009), fatores diretamente ligados a resistência mecânica da união soldada.

Uma microestrutura apropriada é a chave para a resistência e tenacidade do cordão de solda. A microestrutura é determinada por dois fatores, composição química e taxa de resfriamento. A presença de ferrita acicular é favorável a tenacidade devido ao seu arranjo de placas combinado com grãos refinados e morfologia que impede deslocamentos. Entretanto, a resistência ao escoamento dessa microestrutura é em torno de 580 Mpa. Para cordões de solda com resistência desejada acima de 690 Mpa, a microestrutura proposta se classifica em três grupos: ferrita acicular com pequenas quantidades de bainita, uma mistura de ferrita acicular e martensita ou ainda uma mistura de martensita e bainita (PENG, 2014).

A Figura 18 demonstra o efeito do aporte térmico no crescimento de grãos de um aço AISI 444 onde foi executado um cordão de solda GMAW. Nesta figura é possível ver o efeito do crescimento de grãos próximo a zona de fusão (ZF) e toda a zona termicamente afetada (ZTA).

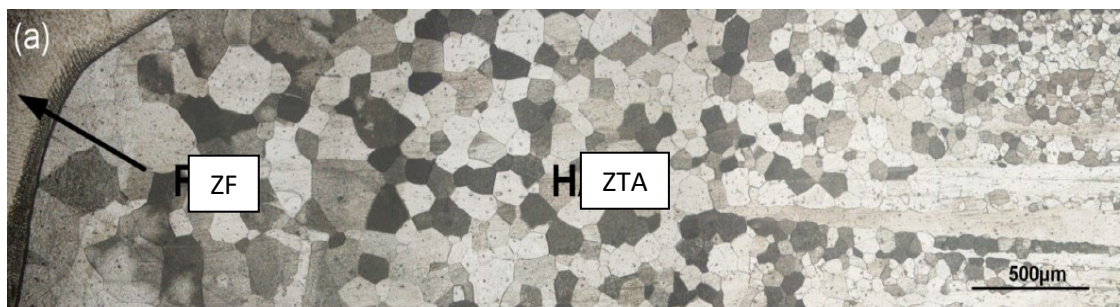


Figura 18 - Crescimento de grão devido aporte térmico por soldagem GMAW (ZHANG , 2015)

Na Figura 19 pode-se identificar ou as diversas regiões formadas na soldagem GMAW de um aço carbono microligado. Da direita para a esquerda temos primeiramente a Zona Fundida, seguida da região da ZTA de maior granulação (GGZTA), na sequência a ZTA de

granulação fina (GFZTA). Já na transição tem-se a região intercrítica (ICZTA) seguida pela região subcrítica (SCZTA) e depois o Metal Base.

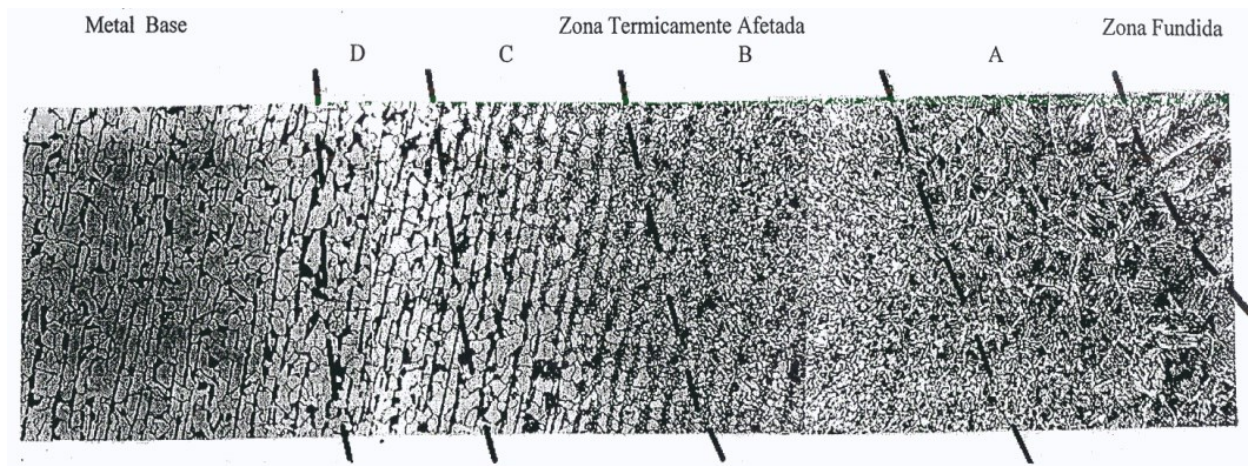


Figura 19 - Detalhes da ZTA de um aço carbono microaligado. A) região de granulação grosseira (GGZTA) B) região de granulação fina (GFZTA) C) região intercrítica (ICZTA) D) região subcrítica (SCZTA) (LOSZ, 1990)

Os aços de alta resistência e baixa liga, AHSS (Advanced High Strength Steel) tem sido largamente utilizado no ramo automobilístico graças a suas propriedades mecânicas que garantem desempenho superior para absorção de energia em casos de impacto. No entanto, o processo de soldagem tem papel destrutivo nas propriedades finais desses aços. Em geral, a solda GMAW aplica um grande gradiente de calor na peça, com baixas taxas de resfriamento, resultando na destruição da microestrutura inicial do material (RAMAZANI, 2014).

O esquema da Figura 20 resume a microestrutura encontrada em diversas regiões de um corpo de 2.5mm de espessura e aço DP600 (AHSS) após soldagem com GMAW. O material em questão é indicado para absorção de energia devido a sua baixa tensão de escoamento, elevada taxa de encruamento, elevado alongamento e tensão de ruptura. Essas propriedades são inicialmente garantidas devido a microestrutura de ilhas de martensita dispersas em uma matriz de ferrita.

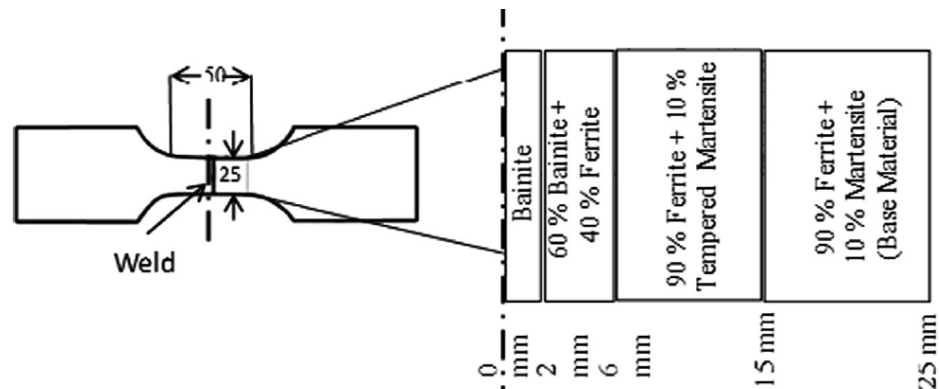


Figura 20 - Esquema da microestrutura ao longo de um corpo de prova após soldagem com GMAW (RAMAZANI, 2014)

O aporte térmico da soldagem eleva a temperatura até a austenitização do material que, devido à baixa espessura, se resfria rapidamente. Próximo da linha de fusão, onde o aporte térmico é máximo e o tempo de resfriamento mais longo, a austenita resfria mais lentamente e se transforma em bainita. À medida que se distancia da zona de fusão, pode ser encontrada martensita temperada e ferrita em proporções iguais ao do metal original. A região termicamente afetada se estendeu, por 15mm a partir da zona de fusão, com alteração da microestrutura e tamanho de grão que reduzem localmente a dureza e a resistência. O resultado final foi uma perda de 15,3% no limite de resistência além de uma redução de até 40% no alongamento até a ruptura conforme ilustrado na Figura 21.

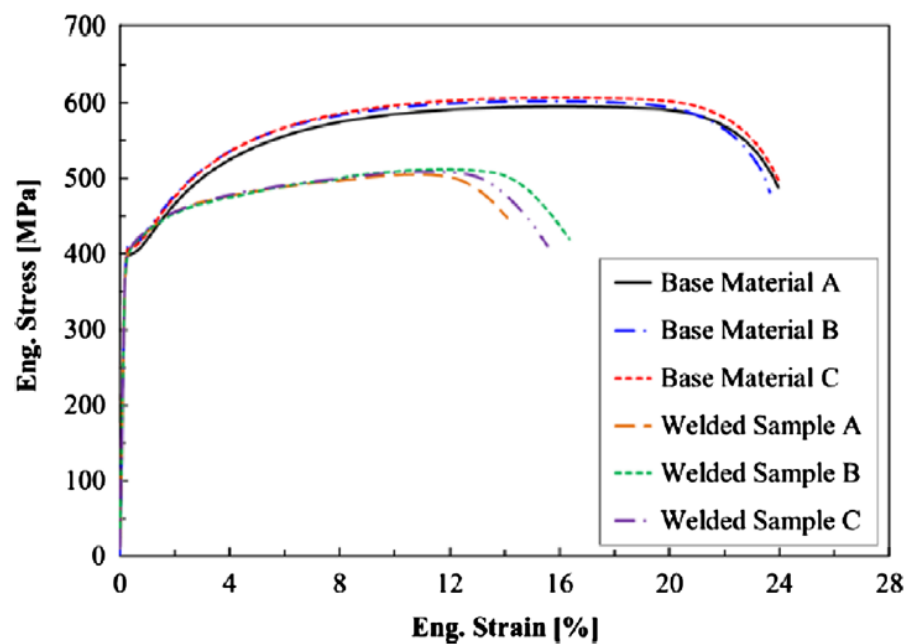


Figura 21 - Ensaio de tração DP600 base e DP600 soldado com GMAW (RAMAZANI, 2014)

2.4 Conceitos para absorção de energia em tubos de paredes finas

A absorção de energia pela estrutura, via deformação plástica, normalmente ocorre de forma axial ou por flexão, sendo axial o modo mais eficiente. A flexão, apesar de menos eficiente, é mais facilmente encontrada por necessitar de menos energia para ocorrer (CHOU, 2004).

Os tubos de parede fina são os mais indicados para absorção axial de energia devido ao seu alto desempenho e baixo peso. Portanto, a compressão e deformação axial destes componentes vêm sendo largamente estudadas para tubos retos circulares, quadrados e poligonais. A carga de colapso, os valores de deslocamento, a energia absorvida e o peso são comumente utilizados como critérios de seleção da geometria ideal para cada aplicação (HOU, 2011).

Outra forma de orientar o comportamento, favorecendo o máximo de deformação axial e evitando a flexão é a criação de rebaixos e ressaltos ao longo do comprimento do tubo. Os rebaixos são também utilizados como gatilhos para a deformação, facilitando a entrada em regime permanente, estado em que a deformação tende a se manter estável (ZHANG e HUH, 2009).

2.4.1 Colapso e deformação axial de um tubo quadrado de paredes finas

Inicialmente quando o tubo em compressão sofre o colapso, seja este elástico devido à instabilidade geométrica (flambagem) ou plástico devido o escoamento do material, uma força máxima de colapso é desenvolvida. Em seguida, caso o modo de deformação seja estável, o tubo seguirá deformando de forma axial, criando lóbulos que se deformam conforme os mecanismos que serão discutidos a seguir. Nesta fase, chamada de regime permanente, a força desenvolvida pelo tubo é função da formação de um novo lóbulo seguida da compactação desse.

WIERZBICKI e ABRAMOWICZ (1983) combinaram duas diferentes abordagens utilizando cinemática e plasticidade para desenvolver a teoria para o colapso axial de um tubo de paredes finas. A expressão para a carga média é derivada a partir do balanço de energia com o trabalho externo realizado pelo carregamento compressivo e as várias formas de deformação e suas energias dissipadas durante o processo de deformação. Para um tubo quadrado ou retangular, esta expressão é dada por:

$$P_{med} = 13.06\sigma_0 t^{5/3} b^{1/3} \quad (2.28)$$

onde t é a espessura do material do tubo, b é o tamanho do maior lado e σ_0 é a tensão média da curva de escoamento.

Partindo do princípio de que um tubo quadrado é formado por placas que se instabilizam e dobram localmente, o que guiaria a deformação da seção, pode-se relacionar as propriedades do material, a razão de aspecto entre a espessura e o comprimento do lado com a carga de colapso (MAHMOOD e PALUSZNY, 1982). A Equação (2.29) representa a carga máxima suportada pela seção para $t/b < 0.08$.

$$P_{max} = 2 \left[K_p \frac{E}{\beta(1-\nu^2)} \right]^{0.43} t^{1.86} b^{0.14} (1 + \alpha) \sigma_y^{0.57} \quad (2.29)$$

Onde t é a espessura do material do tubo, b é o tamanho do maior lado, α é a razão entre o maior e menor lado da seção, K_p é o coeficiente incapacitante da placa e β é o coeficiente de endurecimento do material e varia conforme indicado abaixo na Tabela 3.

Tabela 3 – Variação do coeficiente de endurecimento β . (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

Condição	Valor de β
$\frac{t}{b} \leq 0,016$	$\beta = 1$
$0,016 \geq \frac{t}{b} \geq 0,035$	$1 \geq \beta \leq \frac{\sigma_u}{\sigma_y}$
$\frac{t}{b} < 0,035$	$\beta = \frac{\sigma_u}{\sigma_y}$

O coeficiente K_p é determinado experimentalmente. Para seções com rebaxos ou “triggers”, a Equação (2.29) pode ser modificada para determinar a carga média de trabalho durante a deformação. O coeficiente K_p deve ser substituído por um equivalente K_i conforme indicado na Figura 22.

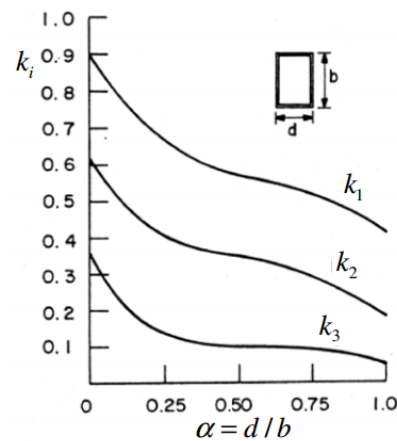


Figura 22 - Coeficiente incapacitante para uma coluna quadrada de seção retangular com rebaiços (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

A Figura 23 ilustra o gráfico de Força x Deslocamento esperados. A força máxima de colapso, para um comportamento estável, é menor que a força máxima para um comportamento instável (flambagem). No entanto, quando não ocorre flambagem a coluna continua absorvendo energia através da deformação guiada pela formação e compactação dos lóbulos. Neste caso, em que a deformação entra em regime permanente, a força média (P_{med}) varia entre P_1 e P_2 .

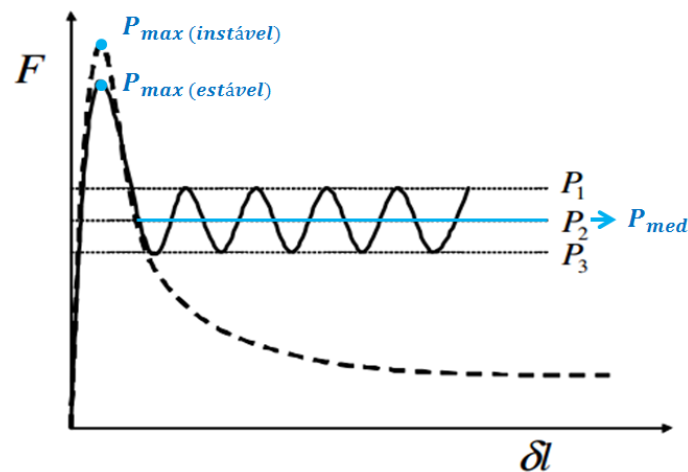


Figura 23 Força x deslocamento de uma coluna ou tubo de seção quadrada lisa sendo deformada por compressão. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

2.4.2 Modos de deformação e formação dos lóbulos

O modo de deformação pode mudar sensivelmente a capacidade de absorção de energia. Dependendo da relação entre diâmetro (D) e espessura (t), os tubos de parede fina e seção circular podem apresentar o modo de concertina (axialmente simétrico), modo diamante (sem simetria axial) ou ainda uma mistura dos dois modos. A eficiência do modo concertina é em torno de 30% maior para esse tipo de tubo. O modo de concertina ocorre para valores de

$D/t < 50$, enquanto modo diamante ocorre para $D/t > 80$. Para valores intermediários, $50 < D/t < 80$, é esperado o modo misto (LU e YU, 2003).

Para o modelamento matemático do modo concertina foi assumido que o material é um rígido perfeitamente plástico, logo não ocorre flexão nas faces e a energia é absorvida pela formação de rótulas plásticas que se movem para dentro ou fora da seção transversal (ALEXANDER, 1960). Na Figura 24 é possível visualizar como as rótulas plásticas se comportam e como os lóbulos reais se formam.

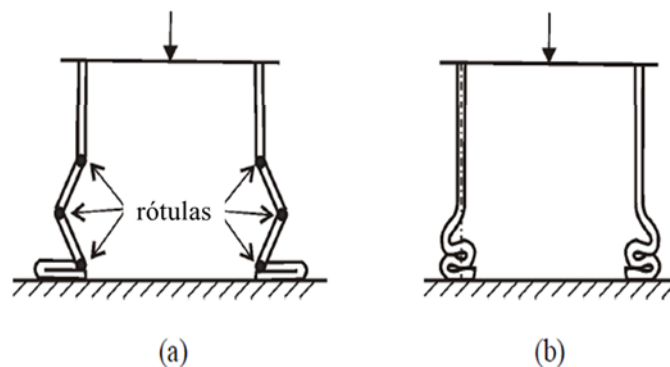


Figura 24 - a) Modo concertina idealizado b) modo concertina real (ALEXANDER, 1960)

Considerando que o comprimento do tubo não pode chegar a zero, o modelo foi modificado introduzindo o conceito de distância efetiva de deformação que considera a força de reação gerada pelo contato entre os lóbulos. Foi adicionado ainda o fator referente ao encruamento do material e fluxo de tensão. Mais tarde foi introduzido o conceito de excentricidade, visto que os lóbulos não se movem nem totalmente para fora nem para dentro durante a sua formação (SINGACE, 1995). A Figura 25 ilustra os 3 modos apresentados em tubos de seção circular e parede fina.



Figura 25 - Da esquerda para a direita: Modo concertina, modo diamante, modo misto. (AL GALIB e LIMAM, 2004)

Caso sejam adicionados rebaxos no tubo, transformando-o em um tubo corrugado, diferentes modos de colapso podem ser ativados. A principal vantagem na aplicação das discontinuidades na superfície do tubo é o controle do modo de colapso independentemente da

relação D/t (ADACHI, 2008). A Figura 26 ilustra alguns modos de deformação encontrados em testes de compressão de tubos corrugados.

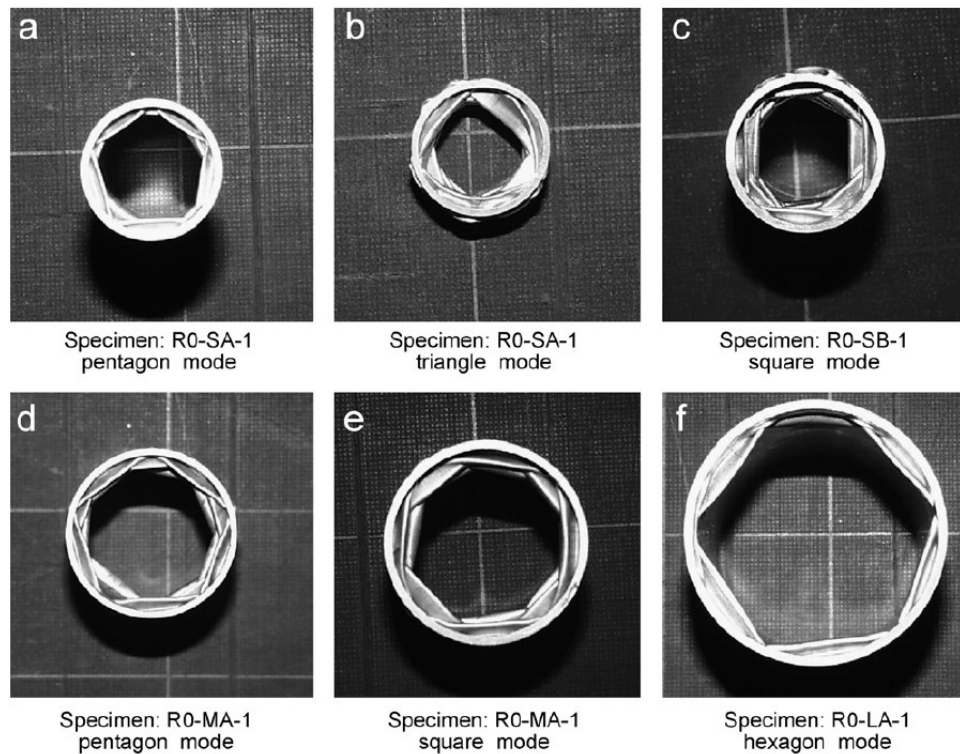


Figura 26 – Vista de topo de tubos corrugados comprimidos axialmente: a) modo pentágono ou diamante b) modo triangular c) modo quadrado d) modo pentágono e) modo quadrado f) modo hexagonal (ADACHI, 2008).

Dois modos de deformação são possíveis para uma coluna de seção quadrada durante compressão (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011). A Figura 27(a) mostra que com o aumento da deformação axial da coluna, o segmento AC reduz de tamanho enquanto o segmento CD aumenta, sendo que o comprimento ACD permanece constante. Como a deformação na superfície da espessura média pode ser considerada desprezível, esse modo de deformação é considerado “não extensional” e ocorre para relações de $b/t > 40$. Dentro do modo não extensional existem três possíveis variações que são o modo simétrico, modo assimétrico A e modo assimétrico B. No entanto, a carga média dos três modos é muito semelhante, podendo ser aproximada pela Equação (2.28).

Na Figura 27(b), a superfície da espessura média é deformada, logo o segmento A-C1C2-D aumenta de tamanho enquanto a deformação axial aumenta. Especialmente o segmento C1-C2 sofre deformação “extensional”. O modo extensional ocorre somente para espessuras elevadas, com relação $b/t < 7,5$. O modo extensional apresenta elevados valores de

P_{med} no entanto, a espessura exigida para desencadear esse modo faz com que seja proibitivo sua aplicação em tubos quadrados de aplicação automotiva.

No modo de deformação não extensional apresentado pela Figura 27(a), a deformação plástica se deve à propagação da rótula plástica para a esquerda (U-C-L). Graças a baixa espessura, o movimento da linha da rótula plástica causa uma grande flexão na placa, associada com deformação plástica. Um observador na rótula plástica veria o escoamento da placa da esquerda para direita, perpendicularmente a aresta. Primeiro, a placa se flexiona em uma direção, e em seguida é flexionada na direção contrária, voltando a ser reta. Isso indica que cada porção do material é submetida a um ciclo de extensão seguido por compressão.

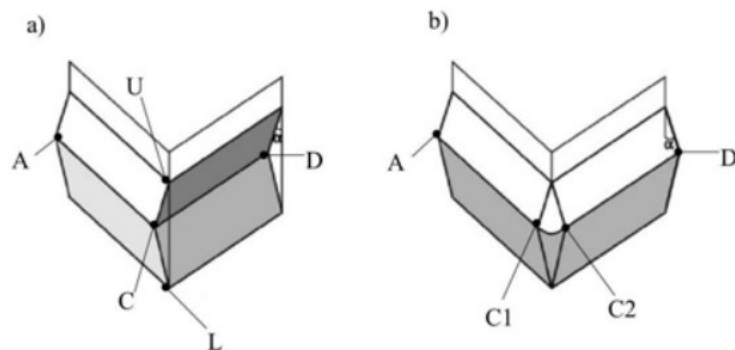


Figura 27: Modo de deformação durante a compressão de uma coluna com seção quadrada. a) modo não extensional b) extensional (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

A Figura 28 mostra a deformação não extensional de uma placa. Conforme a rótula plástica U-C₁-C₂-L se move para esquerda na placa fixa, a faixa A-C-D é deformada como se fosse pressionada contra uma superfície toroidal. O movimento da rótula plástica ao longo da placa, juntamente com a compressão da coluna causa uma grande flexão em torno da aresta A-C-D, logo o ângulo U-C-L diminui.

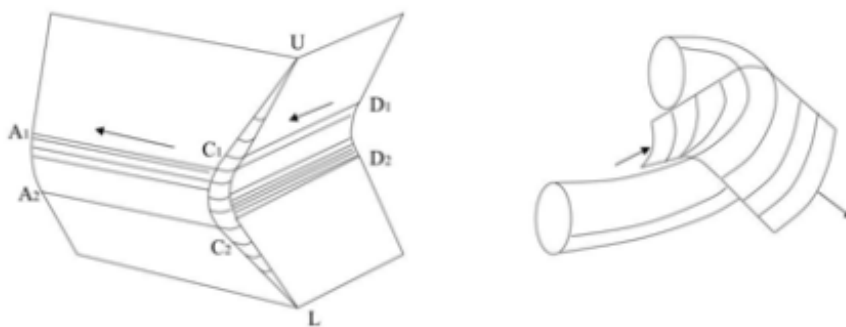


Figura 28 - Deformação com rótula plástica móvel (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

Os principais mecanismos de absorção de energia do modo não extensional são as rótulas plásticas estacionárias, as rótulas plásticas móveis e o estiramento do plano quando projetado contra a superfície toroidal devido a movimentação das rótulas plásticas móveis. Dessa forma, pode-se concluir que cerca de 66% da absorção de energia se deve as rotulas plásticas móveis (ZHANG, 2007).

Inicialmente, a instabilidade que ocorrerá durante a compressão é referente aos painéis que constituem cada lado da coluna quadrada. A instabilidade dos painéis e seus respectivos detalhes e rebaixos irá guiar a deformação da coluna. Caso a instabilidade seja local, a coluna se deformará de forma axial, com formação de lóbulos de deformação plástica orientada de forma que o eixo da coluna permaneça reto. Caso a instabilidade seja global, ocorre a flambagem da estrutura e a deformação plástica se restringe às rótulas em torno das quais o eixo da coluna formará um ângulo de deformação final. A Figura 29 ilustra as duas situações.

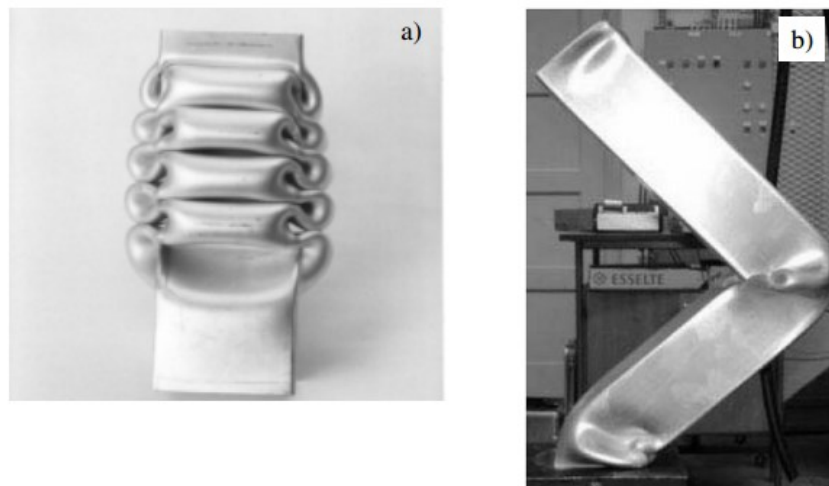


Figura 29 – Deformação de uma coluna submetida a compressão. a) deformação axial. b) instabilidade global - flambagem (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

Do ponto de vista de absorção de energia, a deformação axial é mais eficiente pois consegue distribuir mais deformação plástica ao longo do comprimento da coluna e portanto, absorver mais energia. Os critérios de estabilidade serão discutidos adiante.

2.4.3 Estabilidade do processo de deformação axial

Para colunas ou tubos de paredes finas, a razão entre a espessura e o comprimento do lado define a estabilidade e o modo de deformação que a seção seguirá ao ser comprimida (MAHMOOD e PALUSZNY,1982).

Para razões muito pequenas de t/b ou seções “não compactas” como são chamadas, $0,0085 \leq t/b \leq 0,016$ a deformação será guiada pela geometria, pois a resistência a instabilidades e deformações locais é muito menor que a resistência do material. Neste caso ocorrerá o colapso elástico da seção e a deformação ocorrerá de forma irregular. Possivelmente a coluna ou tubo sofrerá flambagem e não utilizará toda sua capacidade de absorver energia, pois os lóbulos se formarão de forma desorganizada.

Para grandes razões entre a espessura e o maior lado (seções “compactas”), $0,016 \leq t/b \leq 0,08$, a resistência a instabilidades locais é maior que a resistência do material. Neste caso, a deformação será guiada pela resistência do material se deformando plasticamente e a coluna ou tubo se deformará axialmente de maneira estável. A Equação (2.30) define o limite inferior para a razão entre espessura e comprimento do maior lado da seção.

$$\left(\frac{t}{b}\right) < 0,48[\sigma_y(1 - \nu^2)/E]^{1/2} \quad (2.30)$$

Para seções retangulares, o efeito do comprimento deve ser considerado a partir de uma relação entre o comprimento (l) e o lado (b) maior que 10, sendo $l/b > 10$. Para relações de l/b entre 50 e 70 a instabilidade de Euler começa a ser o modo de falha dominante, conforme MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI (2011). O diagrama da Figura 30 demonstra a região onde a instabilidade de Euler começa a atuar para uma dada carga de compressão e relação l/b .

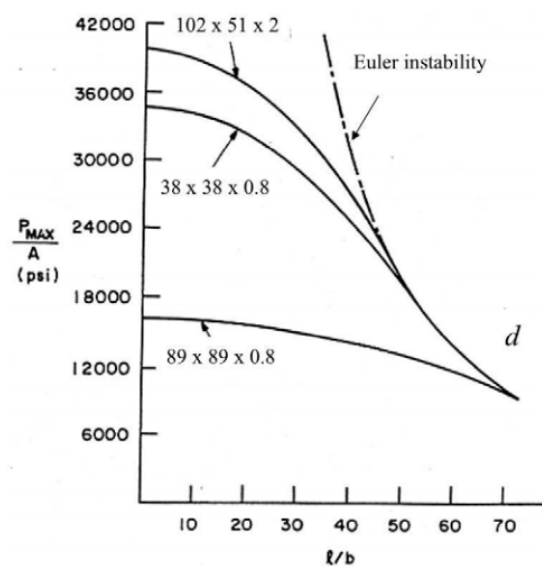


Figura 30 Carga crítica de instabilidade de um tubo de paredes finas e seção transversal quadrada em função do comprimento. (MORELLO, ROSSINI, PIA e TONOLI, 2011).

2.5 Engenharia de origami para absorvedores de impacto

A engenharia de origami, conforme é chamada atualmente, consiste em criar vincos pré-formados nos componentes com o intuito de definir de forma confiável a dinâmica de dobra, montagem e desmontagem das estruturas (MERALI, 2011).

As técnicas de origami aplicadas a indústria foram utilizadas inicialmente na década de 1970, quando engenheiros aeroespaciais perceberam a possibilidade de dobrar painéis solares ocupando o mínimo de espaço possível para mais tarde desdobrá-los no espaço. Atualmente as pesquisas se destinam as mais diversas áreas, incluindo implantes biomédicos, sacolas mais resistentes, latas de refrigerante mais resistentes e finas, vigas para construção civil e absorvedores de impacto aplicados em veículos (MERALI, 2011).

Quanto a aplicação para absorvedores de impacto, o objetivo é maximizar a ocorrência dos principais mecanismos responsáveis pela absorção de energia, controlar o modo de colapso desejado, reduzir o pico inicial de força (P_{max}) e aumentar a carga média (P_{med}) garantindo assim a máxima eficiência e aplicabilidade (ZHANG, 2007).

2.5.1 Evolução dos absorvedores de impacto

Diversas estratégias em diferentes formatos de tubos de paredes finas foram estudadas ao longo dos anos com objetivo de atingir a eficiência desejada para as várias aplicações. Os tubos de seção circular se mostraram mais eficientes que os tubos quadrados quanto absorção de energia. No entanto, a carga inicial de colapso é em geral muito elevada (P_{max}) portanto, fora dos padrões desejados. Quanto a carga média (P_{med}), os valores alcançados atendem as necessidades da maioria das aplicações. No entanto, a amplitude de oscilação em torno do valor de carga média é maior que o desejado, podendo levar a instabilidade (ADACHI, 2008).

Uma forma de mitigar os problemas encontrados com tubos circulares é a adição de rebaixos e imperfeições que servem de gatilhos para a deformação. Os rebaixos além de garantirem que carga máxima seja menor (P_{max}), também são capazes de levar a modos de colapso mais eficientes. No entanto, as modificações locais na seção transversal levaram a perdas na capacidade de absorver energia. Isso se deve a uma menor oscilação da carga média (P_{med}) que se manteve estável em torno de valores mais baixos (SINGACE, 1997).

Quando modificações mais eficientes foram introduzidas - tubos corrugados com espaçamento determinado pelo comprimento da onda de choque - foram obtidas até 30% a mais de eficiência na absorção de energia devido a presença do modo de concertina independentemente da relação entre diâmetro e espessura (D/t). A carga máxima (P_{max}) se

apresentou dentro dos limites de aplicação. No entanto a geometria se tornou de grande complexidade do ponto de vista de manufatura (ADACHI, 2008).

Devido a facilidade em manufaturar tubos quadrados pelo processo de estampagem, essas geometrias se difundiram como os principais absorvedores de impacto aplicados a automóveis. A adição de rebaixos, sejam eles longitudinais ou perimetrais, visando limitar a carga máxima de colapso e garantir modos estáveis de deformação são hoje largamente utilizados. No entanto, devido à baixa eficiência dos tubos de seção quadrada em absorver energia, espessuras razoáveis são hoje necessárias (ZHANG, 2009).

Para os tubos poligonais, quanto maior o número de lados maior será a capacidade de absorver energia. Quando o número de lados chega a 11, o tubo passa a se comportar como um tubo redondo. Os tubos poligonais apresentam condição semelhante aos tubos de seção circular, tanto em relação as elevadas cargas iniciais de colapso (P_{max}) quanto as dificuldades de manufatura dos rebaixos e iniciadores para mitigar os problemas encontrados (YAMASHITA, 2003).

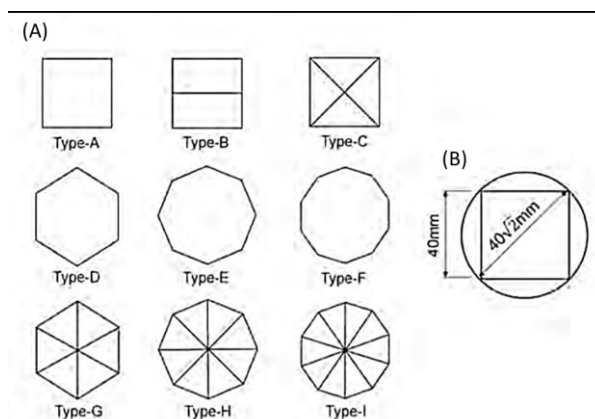


Figura 31 - Tubos poligonais (A) e circular (B) testados a compressão (YAMASHITA, 2003)

Os principais mecanismos de absorção de energia atuam nas bordas longitudinais da geometria. São a rótula plástica móvel e o estiramento do plano quando projetado sobre a superfície de acordo com ABRAMOWICZ (1983). Dessa forma, caso seja aumentado o número de bordas se deformando durante a compressão, é esperado também um aumento na capacidade de absorção de energia. A Figura 32(a) apresenta a vista superior das rótulas plásticas e o movimento gerado por elas nas faces de um tubo quadrado de paredes finas.

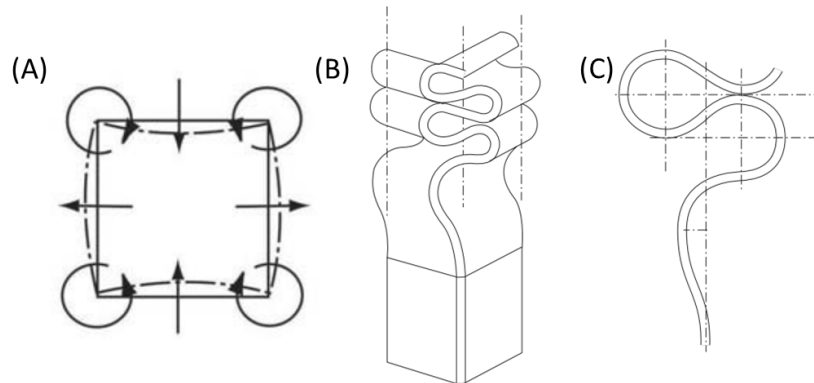


Figura 32 - Modo simétrico de deformação para tubos quadrados. A) vista superior do movimento das rótulas plásticas. B) Propagação das rótulas plásticas móveis C) formação do lóbulo (DU BOIS, 2004)

Seguindo essa lógica, ZHANG (2006) estudou diversas geometrias multicelulares que se mostraram capazes de absorver até 50% a mais de energia que tubos quadrados de seção e espessura similar. Apesar dos ganhos encontrados, dois problemas limitam a aplicação desse tipo de tecnologia. O primeiro é o processo de fabricação necessário, a extrusão, que eleva os custos de produção. O segundo é a elevada carga de colapso inicial (P_{max}) desse tipo de estrutura. Uma forma de mitigar esse problema é aplicação de estruturas com diferentes materiais.

Encontram-se no mercado veículos cuja *crash box* é em alumínio e a estrutura frontal em aço, como Jeep Renegade e o Jeep Compass, viabilizando assim a aplicação da tecnologia multicelular.

Conforme constatado por MAMALIS (1989), tubos cônicos, tanto de seção circular quanto quadrada apresentaram resultados levemente melhores que os tubos de seção reta. Para tubos cônicos circulares tanto os modos de concertina quando o modo diamante, podem ser encontrados dependendo da relação entre diâmetro e espessura (D/t). Para tubos cônicos de seção quadrada são encontrados o modo simétrico e o também o modo extensional.

Tubos preenchidos com espuma polimérica são mais uma estratégia para reduzir a carga inicial de colapso – reduzindo a espessura - e aumentar a carga média de trabalho para maior absorção de energia (YIN, 2014). No entanto essa tecnologia possui diversos problemas. Primeiramente por reduzir o comprimento efetivo de trabalho do *crash box*, uma vez que a espuma se compacta durante a deformação e impede a utilização de parte do comprimento, podendo levar inclusive a ruptura global do tubo. Outro fator seria o custo é elevado, podendo inviabilizar o projeto.

2.5.2 Padrões pré-formados e Origami

Na ordem cronológica, os padrões pré-formados surgiram como alternativa aos tubos multicelulares, preenchidos ou não com espumas, devido ao seu elevado custo e complexidade produtiva. A lógica na qual se baseia a geometria proposta é similar a das estruturas multicelulares: aumentando-se o número de bordas deformando simultaneamente seria possível aumentar a ocorrência de rótulas plásticas móveis e de planos sofrendo estiramento sob a superfície toroidal. Conforme mencionado anteriormente, esses dois mecanismos são responsáveis por 66% da absorção de energia. Logo com a maior ocorrência desses mecanismos, espera-se que a dada geometria seja capaz de absorver maior quantidade de energia por unidade de massa.

Um padrão de pré-deformação piramidal para a superfície de tubos de parede fina e seção transversal quadrada foi desenvolvido por ZHANG (2007). Foram propostas duas diferentes relações geométricas a serem conformadas na superfície externa do tubo, sendo que o elemento básico é o mesmo para ambos os padrões. A Figura 33 apresenta a geometria utilizada como elemento básico, o valor de h utilizado foi mantido constante igual a 2mm, diversos valores de q e p foram analisados.

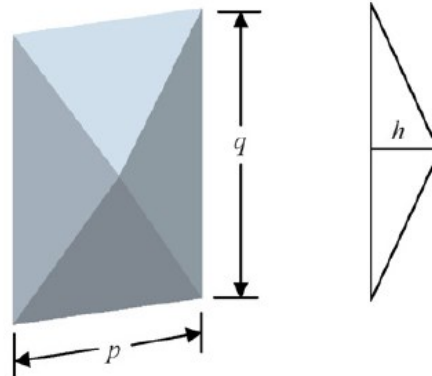


Figura 33 - Elemento básico do padrão piramidal (ZHANG, 2007)

Os tubos utilizados possuem 1,2mm de espessura e 120mm de comprimento. Foram utilizados dois tubos. O primeiro tubo tem as medidas da seção transversal 40 x 40mm e segundo 60 x 60mm. O primeiro padrão proposto (Padrão A) possui inicialmente $M = 3$ e $N=6$ onde M é o número de elementos básicos na direção transversal e N na direção longitudinal. Os elementos foram combinados de forma que para cada linha, o vértice da pirâmide estivesse orientado no mesmo sentido, intercalando longitudinalmente vértices para dentro e para fora do tubo. A Figura 34a ilustra o padrão descrito.

As simulações indicaram que com o Padrão A foi possível obter modos de deformação extensional em tubos de parede fina, onde era esperado somente o modo simétrico

não extensional. O resultado foi 32% de aumento na energia absorvida quando comparado com o tubo quadrado tradicional. É importante ressaltar que o modo extensional é normalmente visualizado somente para relações $b/t < 7,5$ e para ambos os tubos estudados a relação se encontra em $b_1/t=33$ e $b_2/t=50$ para os tubos com lado 40mm e 60mm, respectivamente.

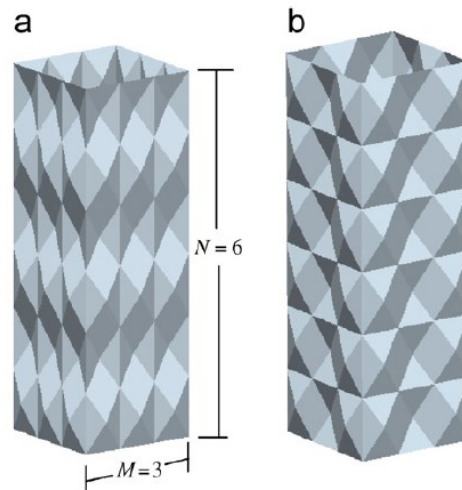


Figura 34 - a) Padrão piramidal A b) Padrão piramidal B (ZHANG, 2007)

O segundo formato proposto, Padrão B, combina os elementos básicos de forma que em uma mesma linha, os vértices da pirâmide fiquem sempre contrários aos seus adjacentes. Dessa forma, um vértice para dentro é sempre seguido de um vértice para fora no sentido transversal. Essa sequência é então replicada no sentido longitudinal. A Figura 34(b) ilustra o padrão proposto.

As simulações realizadas por ZHANG (2007) mostraram para o tubo de 40mm de lado um modo de colapso inédito induzido pelo Padrão B. O modo foi batizado de “*complete diamond mode*” ou modo octogonal. O novo modo encontrado se mostrou 54% mais eficiente que o tubo quadrado tradicional. A existência de dois lóbulos formados para fora e um lóbulo formado para dentro em cada zona de deformação é a principal característica desse modo de colapso. Na geometria analisada, os lóbulos se formaram ignorando as arestas iniciais do tubo indeformado, criando novas bordas e nelas posicionaram-se as rótulas plásticas móveis (ZHANG, 2007). A Figura 35 mostra o resultado da simulação e o esquema de como os lóbulos se formam no modo de colapso octogonal

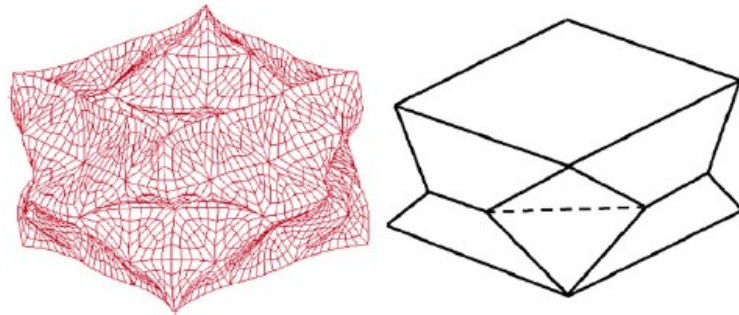


Figura 35 - Modo octogonal induzido em um tubo quadrado de paredes finas pré-deformado com padrão piramidal. (ZHANG, 2007)

A impossibilidade de fabricar o padrão piramidal via processo de estampagem, uma vez que a geometria não é desenvolvível a partir de uma chapa plana de metal, isto é, a geometria não pode ser planificada, torna os custos produtivos inviáveis para larga escala produtiva.

Apesar da elevada eficiência demonstrada na configuração, o padrão proposto se mostrou instável - mesmo nas simulações. De acordo com ZHANG (2007) não foi possível reproduzir o modo octogonal para outras relações de b/t , sendo que em alguns casos o tubo apresentou colapso caótico. Mesmo variando o tamanho do elemento piramidal, no tubo com seção transversal de 60x60 mm não foi possível induzir o modo octogonal. Por fim, para muitos casos em que foi modificado o elemento piramidal, o padrão de deformação pareceu ignorar os vincos pré-definidos, e em alguns casos o resultado foi um colapso irregular com absorção de energia inferior a um tubo tradicional.

Testes físicos de compressão quase-estática foram realizados em tubos pré-formados com os mesmos padrões piramidais testados virtualmente por ZHANG (2007). Em nenhum dos testes executados em MA (2011) foi possível identificar o modo octogonal, em todos os testes o modo simétrico se manifestou e controlou.

Um padrão novo, baseado na arte oriental de dobraduras, o Origami, foi proposto por MA e YOU (2014). A geometria proposta se encontra na Figura 36. As relações geométricas podem ser estabelecidas pelas equações abaixo:

$$\psi = 4 \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{l}{c} - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) \quad (2.31)$$

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left((\sqrt{2} - 1) \frac{c}{l} \right) \quad (2.32)$$

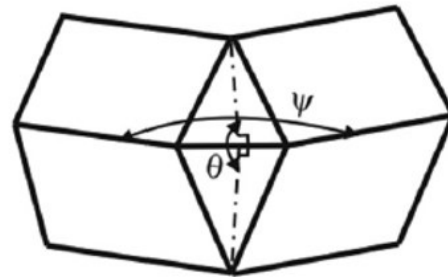
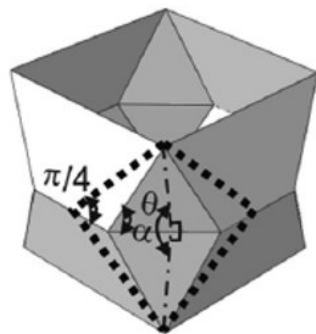
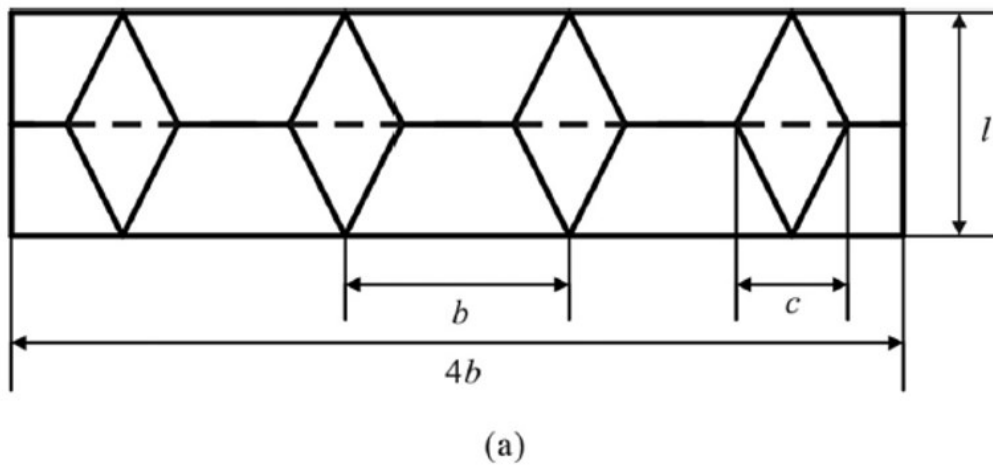


Figura 36 - crash box Origami a) Módulos de origami montados b) um único módulo de crash box Origami c) um quarto de módulo parcialmente deformado (MA e YOU, 2014)

As condições de existência da geometria são apenas duas:

- $c \leq b$, de outra forma as quinas e os lóbulos pré-formados se interceptariam;
- $c \leq (\sqrt{2} + 1)l$, pois $\cos(\theta/2) \leq 1$;
- Quando $c = 0$, a *crashbox* origami se torna um tubo liso, tradicional.

O racional da geometria proposta é que se existem pré-formações na estrutura, é esperado que durante a deformação a estrutura siga as pré-formações, determinando assim o modo de colapso. Outra justificativa é que, para um tubo de seção quadrada tradicional se deformando no modo não extensional, um par de rótulas plásticas móveis se forma em cada borda do tubo conforme indicado na Figura 37. Com objetivo de aumentar a ocorrência das rótulas plásticas, cada borda do tubo tradicional se tornou duas bordas inclinadas na *crash box* origami.

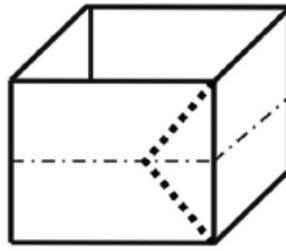


Figura 37 - Rótulas plásticas modo não extensional. (MA e YOU, 2014)

As simulações mostraram que o padrão proposto foi eficiente em induzir o modo octogonal - modo mais eficiente existente até o momento – para diversas relações de c , b e θ de forma estável. O incremento no número de rótulas plásticas móveis aumentou consideravelmente a capacidade de absorver energia do componente. Se comparado com um tubo tradicional de mesma espessura e dimensões, a crash box origami conseguiu absorver até 58% mais energia, dependendo dos valores de c , b e θ da configuração ótima para o tubo (MA e YOU, 2014).

Outro ponto positivo constatado é que o padrão de origami pode ser desenvolvido a partir de uma chapa plana. O que possibilita a fabricação dos componentes utilizando o processo de estampagem. Dessa forma, os custos de implementação e desenvolvimento ficam diluídos dentro de tecnologias já existentes e aplicadas comumente na indústria automotiva.

Diversos ensaios físicos foram executados por ZHOU, (2016) com objetivo de comprovar eficiência e repetibilidade nos resultados do crash box baseadas na tecnologia Origami. A partir de 31 corpos de prova testados, foi concluído por que o “*complete diamond mode*” é o modo mais eficiente para esse tipo de crash box, apresentando até 46,6% a mais de eficiência em absorver energia quando comparado a uma crash box padrão. A repetibilidade se mostrou baixa, apenas 5 testes apresentaram o modo de deformação desejado.

2.5.3 Engenharia de Origami para uma crashbox automotiva

A tecnologia origami foi utilizada por BOREANAZ (2018) para projetar virtualmente e validar fisicamente em provas de compressão quase estática uma crashbox automotiva de alta performance.

Os parâmetros geométricos escolhidos foram testados em ensaios quase estáticos, baixa velocidade ($4,2 \times 10^{-2}$ m/s) onde não ocorre influência da taxa de deformação e da inércia de massa. Os resultados tanto físicos quanto virtuais apresentaram boa repetitividade no modo de deformação octogonal (BOREANAZ, 2018). A Figura 38 compara as curvas físico versus

virtual do teste estático. É possível notar uma boa correlação nos momentos iniciais e uma divergência considerável mesmo entre os corpos de prova fisicamente testados. Acredita-se que muito da divergência encontrada se deve aos parâmetros construtivos utilizados, e o principal deles a soldagem.

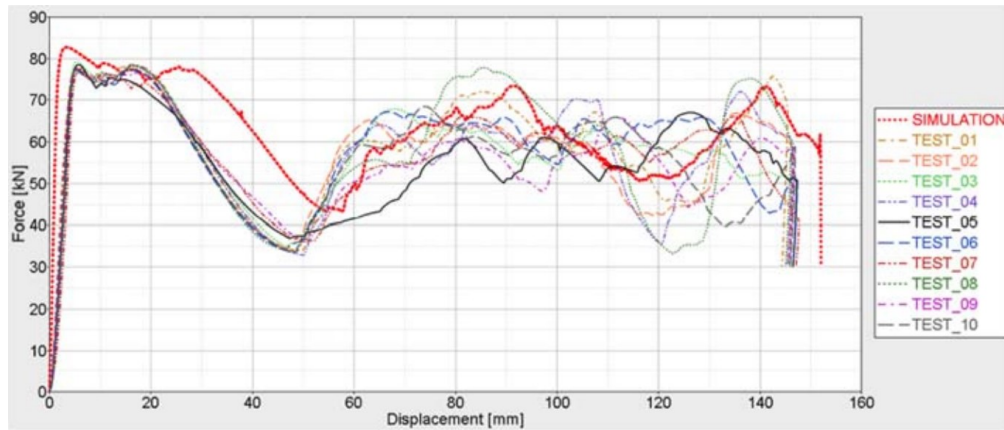


Figura 38 - Curva de ensaio estático de compressão da crashbox origami Virtual vs Físico (BOREANAZ, 2018)

Quanto ao modo de deformação encontrado, foi observado formação de lóbulos característicos do modo octogonal, mas também ocorrência de modo simétrico. A Figura 39 apresenta três corpos de prova que apresentaram características de modo octogonal em diversos lóbulos.



Figura 39 - Amostras de crash box Origami comprimidas de forma estática. (BOREANAZ, 2018)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Diversas etapas foram necessárias para o controle adequado dos parâmetros construtivos e correta especificação das juntas soldadas aplicadas a crashbox. A Figura 40 apresenta diversas etapas subsequentes, organizadas conforme a tecnologia de soldagem, RSW e GMAW. O teste final realizado, em que foi possível analisar o desempenho da crashbox quanto absorção de energia, é colocado como motivador inicial de todas as fases.

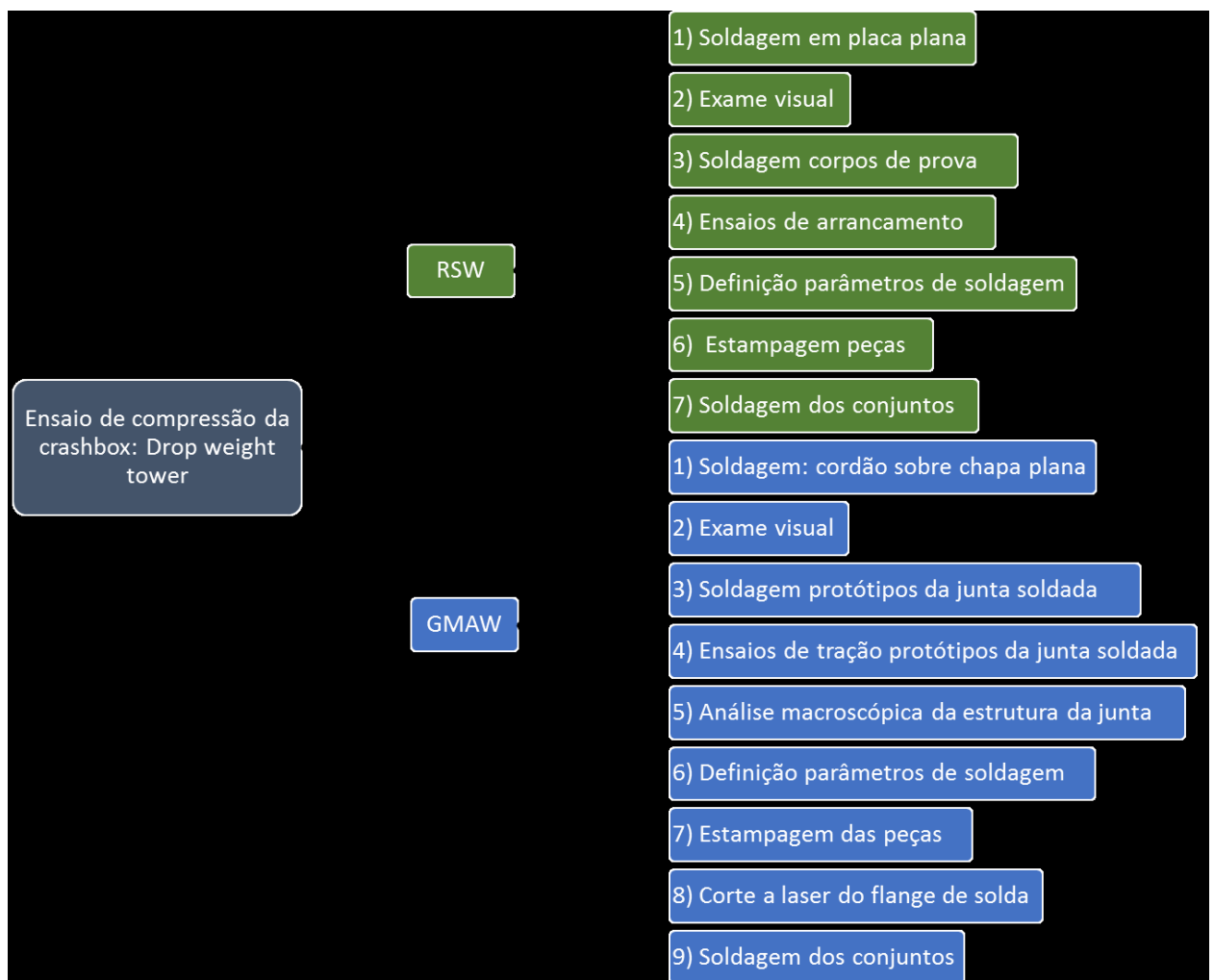


Figura 40 - Organograma das fases experimentais. (Próprio autor)

3.1 Definição da geometria - Origami Engineering

Conforme discutido na seção 2.5.2 as equações que regem a geometria do *crash box* origami são escritas em função dos ângulos entre as faces do losango (θ), o comprimento de cada módulo (L), os lados do quadrado inscrito sendo o maior (b) e o menor (l) e o tamanho da diagonal menor do losango (c). Essas variáveis são passíveis de otimização para que se obtenha

o compromisso ideal entre a carga de colapso máxima (P_{max}), a carga de colapso média (P_{med}) e a estabilidade da geometria durante a deformação plástica e absorção de energia.

Os parâmetros geométricos escolhidos para o origami foram desenvolvidos utilizando simulação via Método dos Elementos Finitos e posteriormente, testados fisicamente em ensaios quase estáticos com velocidade constante de 0,042 m/s conforme sugerido por BOREANAZ, (2018).

Dessa forma, a mesma geometria foi utilizada, adaptada somente para a tecnologia de soldagem que será empregada. O objetivo dessa escolha é partir de um resultado conhecido e entender o efeito das diferentes uniões soldadas que serão aplicadas. No entanto, nesse trabalho foram executados testes dinâmicos com alta taxa de deformação.

A Figura 41 apresenta as cotas e detalhamento da geometria testada. As adaptações necessárias para cada tecnologia de soldagem, seguem detalhadas nos subitens seguintes. A Tabela 4 apresenta os parâmetros geométricos utilizados para definir a geometria conforme Equações (2.31) e (2.32), onde M é o número de módulos e H é a altura total do *crash box*.

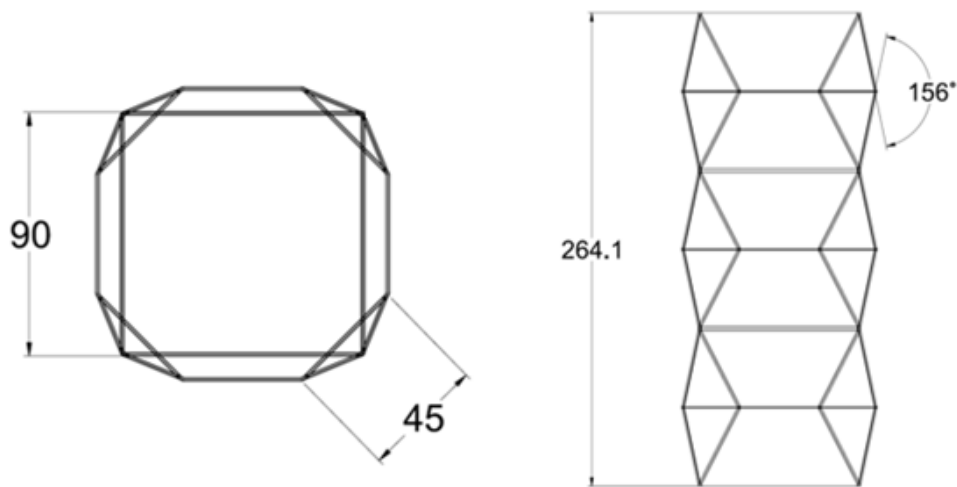


Figura 41 - Detalhamento crash box Origami (Próprio autor)

Tabela 4 - Parâmetros geométricos crash box Origami (Próprio autor)

b [mm]	l [mm]	c [mm]	20 °	L [mm]	M	H [mm]
90	90	45	156	88,05	3	264,1

Devido à complexidade da geometria, para possibilitar o processo de fabricação, a peça foi dividida em duas metades simétricas que deverão ser unidas pelos processos de soldagem aqui estudados.

3.1.1 Crashbox Origami com flange de 15mm para soldagem RSW

Conforme indicação da AWS C1.1M Tabela 1, para a espessura de chapa de 1,2mm e aço de baixo carbono, deve ser utilizado o eletrodo cuja face de contato com a chapa tenha diâmetro de 6,4 mm. Para tal eletrodo a sobreposição mínima entre as chapas deve ser de 15,0 mm para garantir espaço de acesso para o eletrodo e evitar fuga de corrente.

A Figura 42 indica o comprimento de aba utilizada para viabilizar a soldagem. Foram adicionados ainda raios de 6 mm em todas as bordas do losango, raios de 25 mm nas transições de planos alinhados com a diagonal menor do losango e raios de 1,2 mm nas bordas antes do flange de solda. O objetivo dos raios é permitir a fabricação da peça pelo processo de estampagem. Os demais parâmetros geométricos não foram alterados.

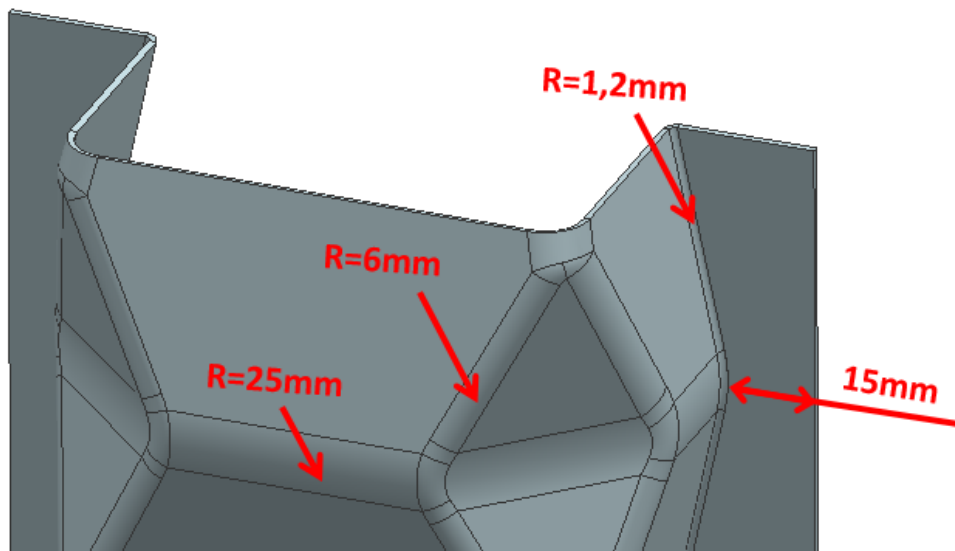


Figura 42 – Detalhamento geometria origami crash box origami para soldagem RSW

3.1.2 Crashbox Origami com flange de 2 mm para soldagem GMAW

Foi criada um flange de 2 mm na borda do componente com objetivo de facilitar o acoplamento, fornecer maior quantidade de material ao cordão de solda, reduzir o risco de furos na chapa e escorrimento do metal fundido. Dessa forma, pretende-se facilitar a técnica

operatória e garantir cordões com maior repetitividade de qualidade. A Figura 43 apresenta o detalhe.

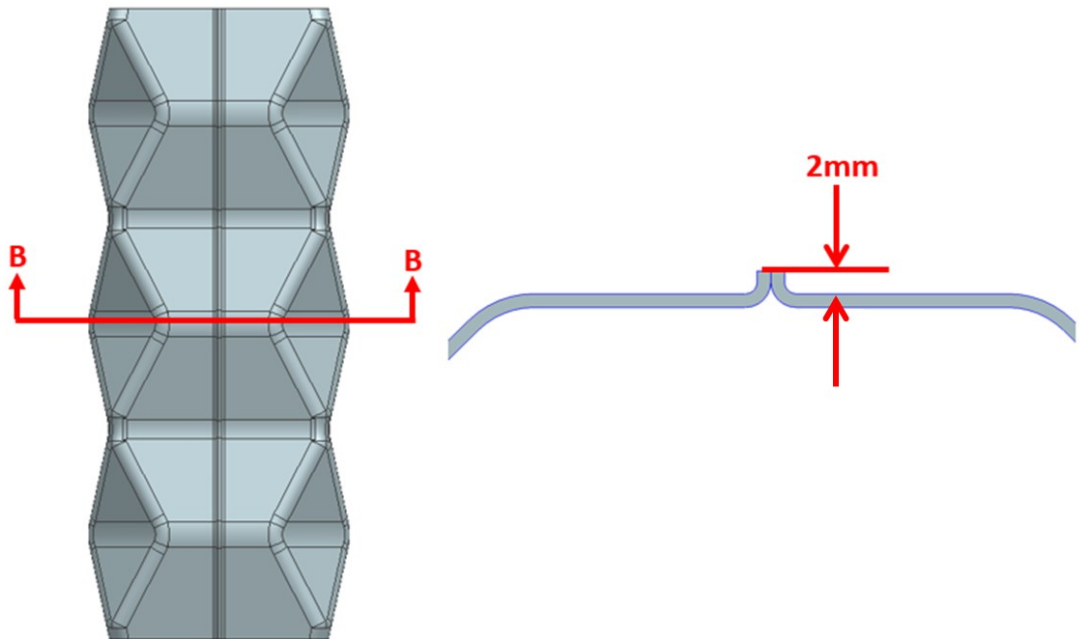


Figura 43 - Origami Crash box modificada para soldagem GMAW

3.2 Construção dos protótipos

O material selecionado para a construção do *crash box* é FEE340, material da classe HSLA. O material FEE340 é aplicado em larga escala para componentes automotivos fabricados por estampagem. A espessura especificada é de 1,2mm.

Os protótipos foram construídos em duas metades simétricas, cada uma conformada a partir do processo de estampagem das chapas de aço. Foram utilizados uma matriz e um punção para deformar o material de acordo com a geometria desejada. A Figura 44 apresenta o ferramental construído especificamente para a geometria escolhida, foi utilizado também prensa chapas para garantir a conformação adequada conforme geometria desejada.

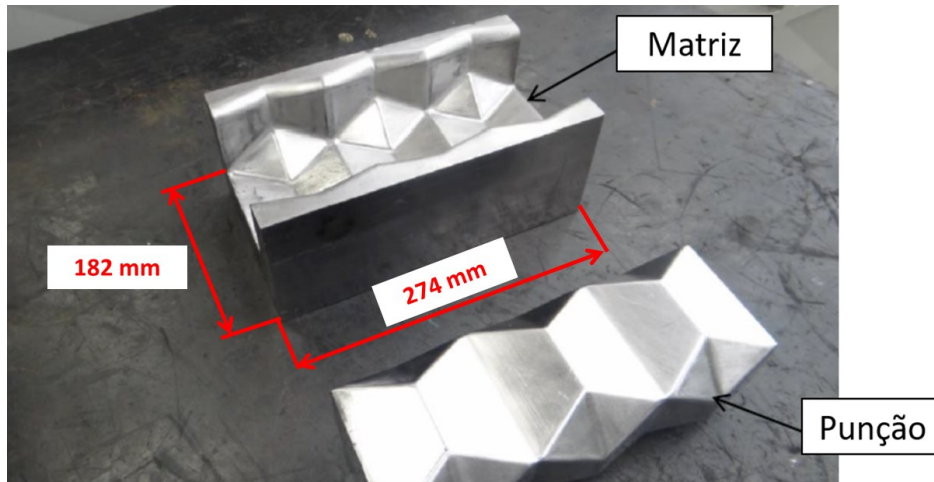


Figura 44 - Ferramenta para estampagem do crash box origami

As principais diferenças entre o processo utilizado para a fabricação dos protótipos e o processo produtivo utilizado para fabricação de componentes automotivos em larga escala são a velocidade de fechamento do estampo, o corte final da chapa após a conformação, a sequência de conformação das peças e o maquinário utilizado.

Em um processo produtivo convencional, a matriz se encontra presa a parte fixa da prensa de estampagem enquanto o punção se movimenta rapidamente deformando a chapa de aço que se encontra posicionada entre os dois. Para a fabricação dos protótipos, as partes móveis e fixas são as mesmas, no entanto, o punção é movimentado lentamente utilizando uma prensa hidráulica de baixa velocidade. A menor velocidade de conformação da chapa implica em menor taxa de deformação do material e menor força de fechamento requerida para a conformação.

A menor carga de fechamento possibilita utilização de materiais menos nobres na fabricação das ferramentas de estampagem. Ao mesmo tempo, permite que todo o componente seja conformado em uma única operação, enquanto para processos produtivos de larga escala são normalmente utilizados vários passes de conformação até que seja atingida a geometria definitiva.

Quanto ao corte final das chapas, tem-se normalmente em um processo convencional uma última etapa em que um punção de corte e matriz removem as rebarbas da peça. Para a produção dos protótipos, todas as peças foram fabricadas com abas de 20 mm de comprimento que foram posteriormente cortadas a laser nas dimensões desejadas, entre 15mm e 2 mm, dependendo de cada processo de soldagem.

3.2.1 Metodologia para definição dos parâmetros de soldagem RSW

Os parâmetros de soldagem foram definidos conforme recomendações das normas AWS C1.1M, AWS D8.1M e D8.9M e melhores práticas encontradas na literatura. O objetivo é garantir a qualidade da união soldada e reduzir a ocorrência de falhas ou comportamentos inesperados durante os testes físicos da longarina. Ao total, foram testadas 22 diferentes combinações dos parâmetros de força entre os eletrodos, corrente, número de ciclos, tempo de pré-carga e tempo de retenção.

Quanto aos testes para definição dos parâmetros de soldagem, foram executados em corpos de prova de mesma espessura (1,2mm) e material equivalente (SAE1020) ao do *crash box* que se deseja estudar. Foi utilizado o material SAE1020 nos corpos de prova devido a indisponibilidade do material FEE340 (material real do *crash box*) no mercado para compra em pequenas quantidades, sendo a quantidade mínima disponível para compra inviável para os custos de pesquisa.

As soldas foram realizadas utilizando uma máquina de soldagem a ponto modelo X/4 – 200 da fabricante FASE. O equipamento possui um transformador de frequência média de 440V e potência nominal de 54 kVA com controlador Weld334MHC e unidade de programação HCM 4300 HHT da mesma fabricante, o transformador de 220V para 440V Auto Trafo monofásico de 15 kVA e 60 Hz, modelo ELT78. Os eletrodos utilizados foram de liga Cu-Cr-Zr com 6 mm de diâmetro de contato, comumente utilizados na indústria automobilística. A Figura 45 apresenta a máquina utilizada.

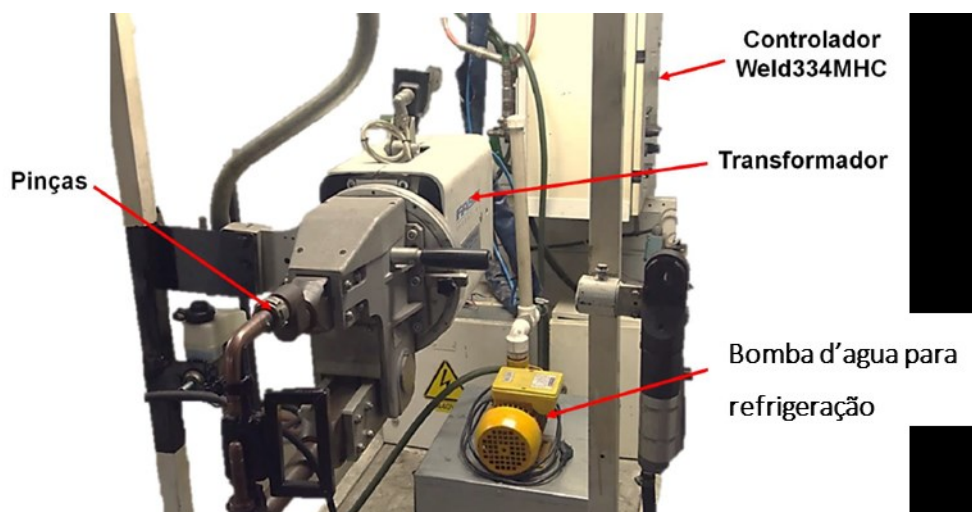


Figura 45 - Máquina de soldagem a ponto por resistência elétrica (SOUSA, 2018)

Foram utilizados dois tipos distintos de corpos de prova, um para exame visual e outro para caracterização da resistência mecânica do ponto de solda. O corpo de prova utilizado para exame visual consiste em duas chapas de 300 x 350mm e espessura de 1,2mm soldadas sobrepostas. Foram executados pontos de solda com 22 diferentes parâmetros de processo, espaçados de 25mm para eliminar o efeito *shunting*.

Para a caracterização mecânica do ponto de solda, foi executado o ensaio de arrancamento. Conforme discutidos na Seção 2.3.1.2, esse tipo de carregamento é o mais crítico para a aplicação que se deseja estudar. Para tal ensaio, foram utilizados corpos de prova da mesma espessura e material anteriores e dimensões 110 x 50 mm. Para cada corpo de prova foram soldadas duas chapas, sendo que o ponto de solda foi executado a 15mm da borda conforme Figura 46. Na sequência, as chapas foram dobradas a 2mm da zona termicamente afetada com objetivo de expor o ponto de solda ao carregamento de arrancamento, sem necessidade de grandes deformações plásticas das chapas.

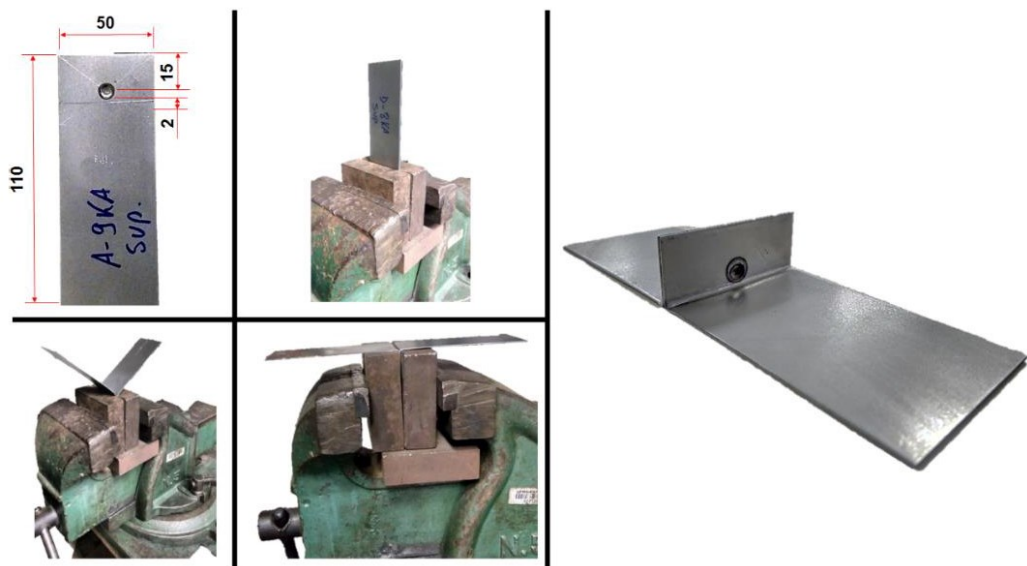


Figura 46 - Corpo de prova para ensaio de arrancamento. (SOUSA, 2018)

O equipamento utilizado para o teste de arrancamento consiste em duas colunas sob uma base rígida, conectadas no topo por uma viga. Presa a viga tem-se uma célula de carga com capacidade de 5KN e resolução de 2N. Na base rígida tem-se ainda um atuador mecânico responsável pela aplicação da carga. A Figura 47 apresenta o esquema da máquina utilizada, com dimensões em milímetros.

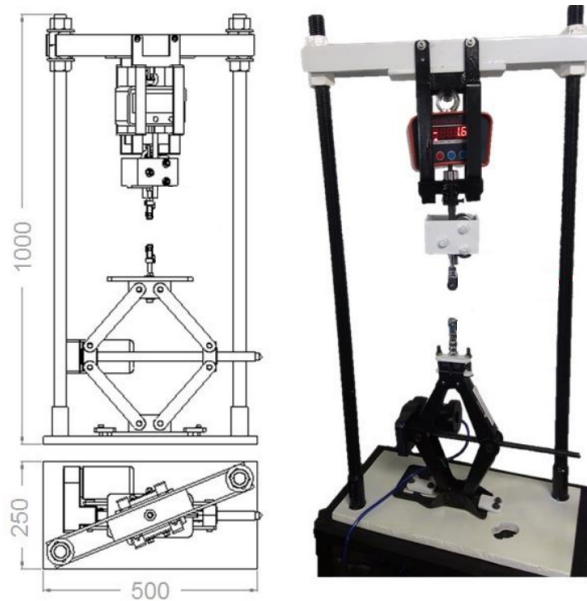


Figura 47 - Máquina para ensaio de arrancamento (SOUSA, 2018)

Para obtenção da curva Força por Deslocamento, os corpos de prova foram também testados em uma máquina universal de ensaios. Foi executado o ensaio de arrancamento utilizando os mesmos parâmetros de soldagem.

Foi utilizada a máquina universal de ensaios servo-elétrica da marca Shimadzu modelo AGS-X com capacidade máxima da célula de carga de 5 kN e resolução de 0.5N. O equipamento possui software próprio de monitoramento ligado ao computador para aquisição da força medida na célula de carga e do deslocamento do cabeçote. Foi utilizada velocidade de deslocamento constante para o cabeçote de 100 mm/mim. Conforme indicado na literatura, para o ensaio de arrancamento a taxa de deformação é influente apenas para altíssimas velocidades, que não são possíveis em uma máquina de ensaio universal. Os dados obtidos no ensaio foram tratados para determinar a força máxima, informação principal que indica a resistência do ponto de solda. A Figura 48 apresenta a máquina utilizada.



Figura 48 - Máquina de ensaios universal Shimadzu AGC 300 KN (Shimadzu do Brasil)

3.2.2 Metodologia para definição dos parâmetros de soldagem GMAW

Os experimentos realizados para definição dos parâmetros de soldagem foram executados em corpos de prova de chapas de aço com 1,2mm de espessura e material SAE1020, equivalente ao do crash box. A geometria do corpo de prova é composta por duas placas de 150 mm por 75 mm com uma aba de 2mm. As abas têm objetivo de distribuir melhor o aporte térmico e ajudam a reduzir o derramamento de metal fundido para o outro lado da chapa durante soldagem. A Figura 49 ilustra o corpo de prova utilizado.

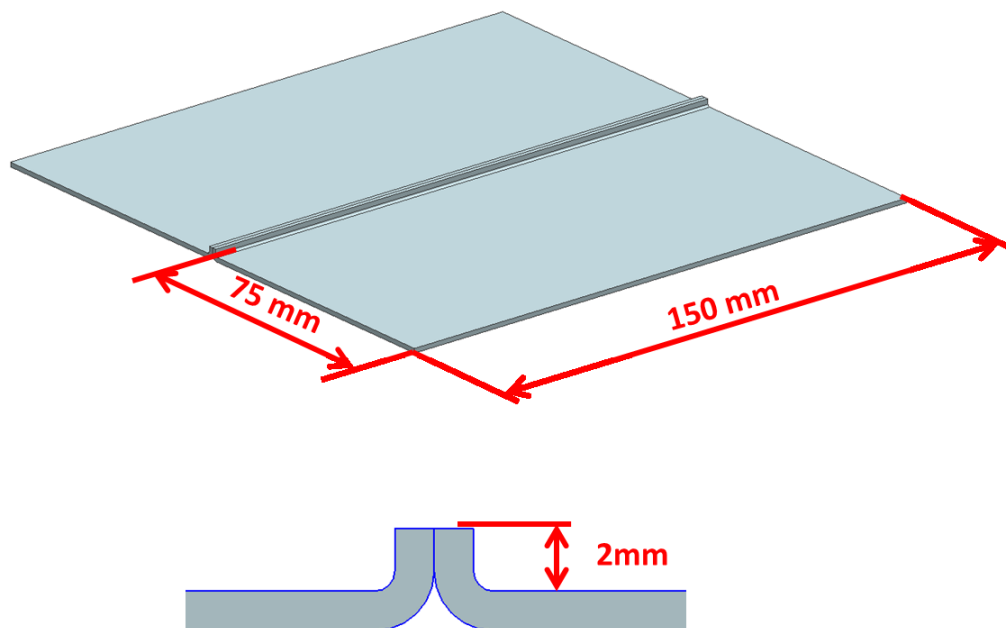


Figura 49 - Corpo de prova para soldagem GMAW (Próprio autor).

Para realização das soldas foi utilizado o braço robótico modelo Motoman SK6 apresentado na Figura 50 juntamente com a fonte de soldagem Motoarc 450 apresentada. Foi construído ainda um dispositivo para posicionamento e fixação das chapas durante o processo de soldagem conforme Figura 51.

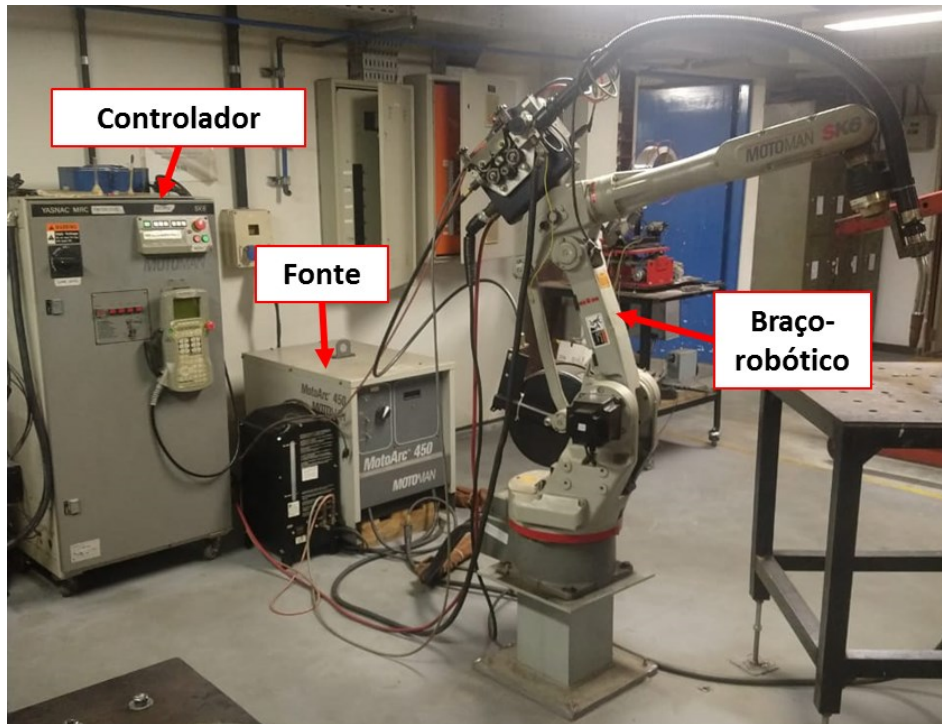


Figura 50 - Braço robótico, controlador e fonte utilizados na soldagem GMAW (Próprio autor)



Figura 51 – Corpo de prova fixado a dispositivo para soldagem GMAW (Próprio autor)

Para a soldagem GMAW foi utilizado como consumível eletrodo de arame sólido, material ER70S-6 com diâmetro de 0.8 mm. As propriedades mecânicas e parâmetros de soldagem indicados pelo fabricante para esse arame são apresentados na Figura 52. O gás de proteção aplicado foi 90%Ar + 10% CO₂.

ARAME SÓLIDO OK®	COMPOSIÇÃO DO ARAME (%)	APLICAÇÕES	PROPRIEDADES MECÂNICAS TÍPICAS	POSIÇÕES SOLDAGEM	DIÂM. (mm)	TENSÃO	FAIXA DE CORRENTE	DEPOS. (Kg/h)	GÁS DE PROTEÇÃO TIPO DE CORRENTE
OK® Autrod 12.51 AWS / ASME SFA 5.18 ER70S-6 EN 440 G3Si1	C 0,08	Arame sólido cobreado manganês-silício destinado à soldagem MIG/MAG dos aços não ligados, como por exemplo, os aços de construção em geral com uma tensão de ruptura mínima de 485 MPa. O OK® Autrod 12.51 solda utilizando as misturas Ar + 20-25% CO ₂ ou CO ₂ puro como gases de proteção. Homologações: FBTS(CO ₂) ER70S-6 ABS(CO ₂) 3YSA BV(CO ₂) SA3,3YM DNV (CO ₂) 3YMS LR(CO ₂) DXVudO BF 3YS H15 NA GL 3YS VdTÜV 00899	Ar + 20% CO₂ L.R. 560 MPa	☐	0,8	18 - 24 V	60 - 200 A	0,8 - 3,0	Ar + 8 - 25% CO ₂ ou 100% CO ₂ CC+
	Si 0,90		L.E. 470 MPa		0,9	18 - 26 V	70 - 250 A	0,9 - 3,6	
	Mn 1,50		ChV (20 °C) 130J	☐	1,0	18 - 32 V	80 - 300 A	1,0 - 5,6	
			ChV (-20 °C) 90J		1,2	18 - 34 V	120 - 380 A	1,3 - 8,0	
			ChV (-29 °C) 70J		1,6	28 - 38 V	225 - 550 A	2,0 - 11,4	
	Ar + 20% CO₂ L.R. 540 MPa								
	L.E. 440 MPa								
	A 25%								
	ChV (20 °C) 110J								
	ChV (-20 °C) 70J								

Figura 52 - Especificações ER70S-6 (ESAB)

Os primeiros testes para definição dos parâmetros de soldagem foram feitos com “cordão sobre chapa”, utilizando chapas de mesma espessura e material dos corpos de prova a serem soldados. Os parâmetros de entrada no robô são a corrente e a tensão. Foram mantidos constantes os parâmetros de velocidade, tensão e stickout e estudado somente a variação da corrente de soldagem.

O espaçamento entre as chapas (*GAP*) foi estudado com o objetivo de reduzir a altura do reforço da solda, já que não é indicado nenhum retrabalho para remoção do excesso de reforço. O controle da altura de reforço se torna taxativo já que o incremento de rigidez gerado por este pode prejudicar a ocorrência do modo octogonal conforme verificado nas análises e simulações virtuais realizadas onde foi identificada a influência da altura da aba.

Com objetivo de reduzir o empenamento das chapas, a soldagem foi executada com passe "a ré". Nessa técnica o cordão contínuo é dividido em vários cordões menores que se interceptam. A porção mais fria de cada cordão, realizada primeiro, se une ao final do cordão seguinte reduzindo assim o aporte térmico sobre a chapa. A Figura 53 apresenta a sequência de execução da técnica de soldagem.

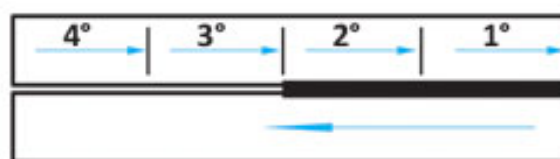


Figura 53 - Técnica de soldagem passe 'a ré'. (ESAB, 2020)

Os corpos de provas soldados foram então submetidos a exame visual e selecionadas as condições de soldagem que apresentaram melhor conformidade e uniformidade do cordão. Foram então tiradas seções com 8mm de largura para os ensaios de metalografia e tração. Com objetivo de descartar partes possivelmente contaminadas do cordão de solda, cerca de uma polegada de cada extremidade do corpo de prova soldado foram descartadas. Para cada condição de soldagem foram feitos três corpos de prova para ensaio de tração e um para análise metalográfica.

Para os ensaios de tração foi utilizado a máquina universal de ensaios servo-elétrica da marca Shimadzu modelo AGS-X ilustrada na Figura 48. A geometria do corpo de prova de tração foi definida em função das limitações do equipamento, que tem capacidade máxima da célula de carga de 5 KN e resolução de 0,5 N.

Para as análises metalográficas foi realizado o embutimento em resina, seguido de lixamento com as lixas de 50, 80, 220, 400, 600 e 1200. Para o polimento foi utilizada alumina 1µm e em seguida ataque com ácido nítrico e álcool (NITAL) por 20 segundos. As imagens correspondem a aumentos de 50x de forma a percorrer toda a região do cordão soldado. A medição do comprimento da ZTA foi feita utilizando o software comercial ImageJ, tomando como referência a espessura da chapa de 1,2mm. Foram escolhidas as seções próximas ao centro de cada placa soldada para essa análise.

3.3 Simulações e análises virtuais

As simulações realizadas objetivam definir a configuração ideal da junta soldada do ponto de vista geométrico, de forma a garantir a máxima absorção de energia via ocorrência do modo de deformação octogonal na *crash box*.

As etapas iniciais objetivam a definição do modelo numérico. Uma vez que a geometria é complexa e modelo apresenta diversas não linearidades, foram necessários estudos para a correta representação do fenômeno físico que se deseja capturar. Nesta fase foi estudado o efeito da representação dos raios da geometria, o quanto a solução é dependente do tamanho de malha e o efeito da velocidade de deformação nos resultados.

As etapas sequenciais visam estabelecer os parâmetros geométricos da junta soldada como disposição dos pontos de solda RSW no flange, o comprimento e posicionamento ótimo

dos cordões de solda GMAW e a altura limite dos flanges para garantir o modo de deformação octogonal.

As Figuras Figura 54, Figura 55, Figura 56, indicam o fluxo das simulações realizadas e o conteúdo principal dos modelos em cada fase, de forma que a decisão da fase anterior é sempre o primeiro tópico na lista de conteúdos da fase em análise.

A formulação de elementos ELE-16 se refere a um elemento de casca de integração completa, reduzindo assim os modos espúrios de energia. A formulação de material MAT-24 se refere a um elasto-plástico em que é possível entrar com a curva plástica em diversas taxas de deformação. A formulação de material MAT-100 se refere a um comportamento elástico, onde é possível definir critérios de falha para o ponto de solda e que permite aplicação em elementos 1D (Beam) e elementos sólidos do tipo hexaédrico.

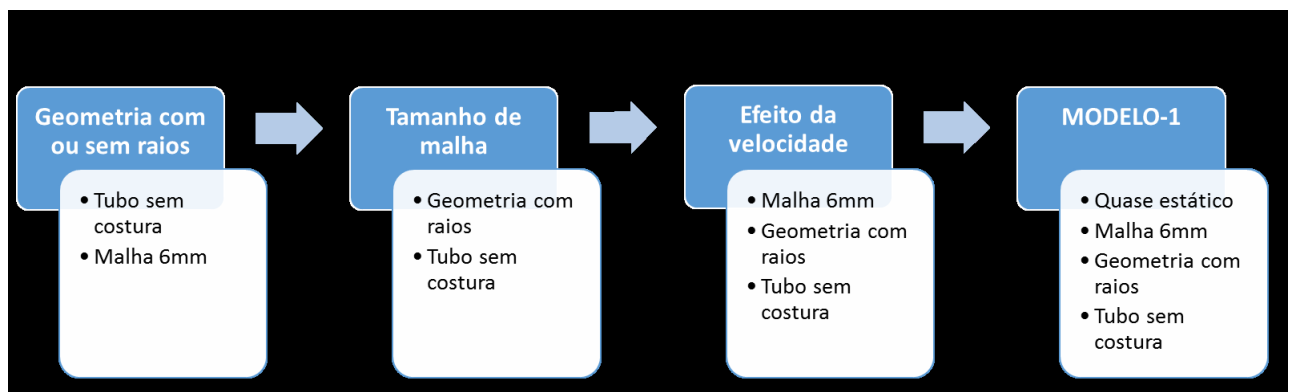


Figura 54 - Definições gerais do modelo numérico de simulação do *crash box* origami (Próprio autor)

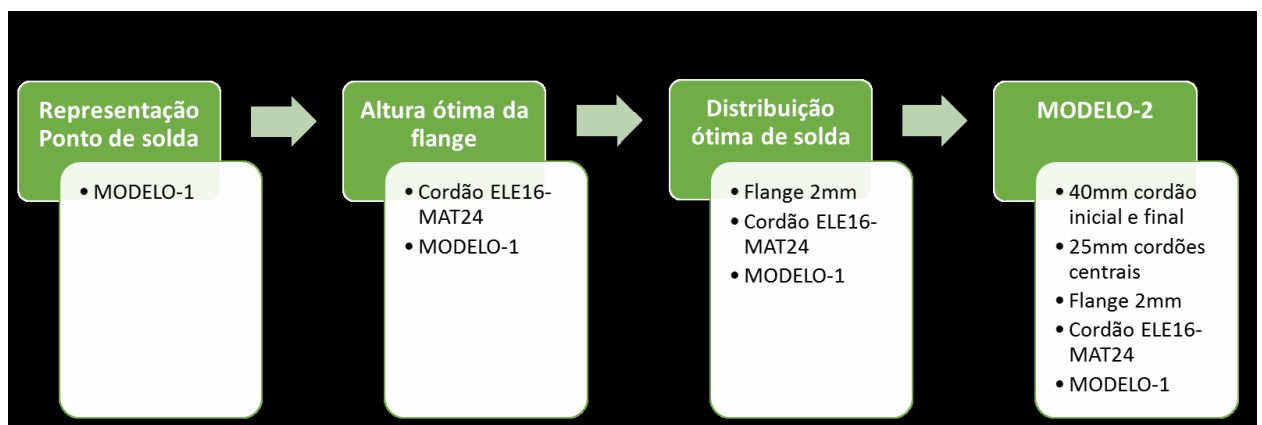


Figura 55 - Definições geométricas para o cordão de solda GMAW (Próprio autor)

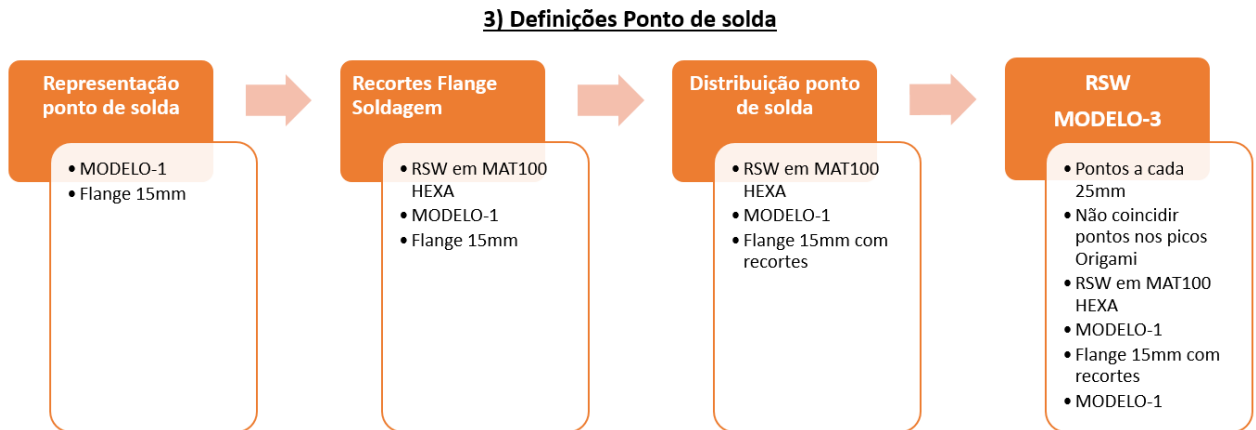


Figura 56 - Definições geométricas para a soldagem RSW (Próprio autor)

3.3.1 Condições iniciais e de contorno

As condições iniciais ou de contorno definidas foram aplicadas para todos os estudos realizados. Para todas as simulações o componente foi deformado até atingir 30% do seu comprimento original.

A título de simplificação o estudo foi conduzido de forma quase estática, onde os carregamentos são aplicados lentamente e, portanto, pode-se considerar que não existe influência da inércia de massa ou da variação da taxa de deformação do material. Este tipo de ensaio tem execução mais simples, tanto física quanto virtualmente, e foi utilizado para definir parâmetros de simulação e prever o comportamento do *crash box* e o efeito da junta soldada.

Para o teste quase estático foi utilizada uma placa rígida se movimentando com velocidade constante de $4,2 \times 10^{-2}$ m/s em contato com a borda superior do *crash box* para aplicar a carga. A velocidade foi escolhida com base na literatura, em que outros autores executaram testes quase estáticos em velocidades dessa ordem de grandeza para avaliação de tubos de parede fina sob compressão como BOREANAZ (2018).

A placa móvel possui massa desprezível e liberdade de movimentar-se somente em translação no sentido longitudinal do *crash box*. A gravidade foi desprezada. A *crash box* se encontra montada sob a placa fixa, também rígida e que possui todos os graus de liberdade restritos. As condições do teste se encontram representadas na Figura 57.

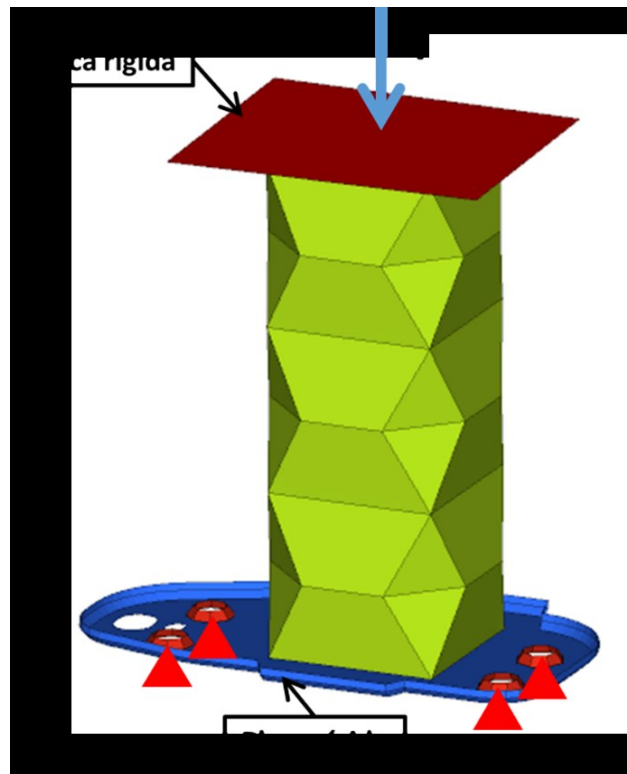


Figura 57 - Condições de teste quase estático (Próprio autor)

Os experimentos físicos serão realizados de forma dinâmica. Em uma análise dinâmica, os carregamentos são aplicados rapidamente e portanto, a inercia do sistema pode influenciar os resultados. Como a massa do componente em análise é pequena em relação as forças envolvidas no fenômeno, considera-se que a simplificação em considerar o fenômeno quase-estático apresenta uma aproximação razoável.

No entanto, com a velocidade de deformação variando, precisa-se considerar também a taxa de deformação do material que altera significativamente as curvas do material no regime plástico. Dessa forma, foi realizado um segundo ensaio em que a velocidade de aplicação do carregamento é igual a velocidade máxima esperada no teste físico. Sabendo-se que a altura útil da torre que será utilizada para o lançamento da massa de impacto é 11m, pela Equação de Torricelli podemos concluir que a velocidade máxima que o martelo de colisão poderá deformar a crashbox é 15,34m/s. O intuito é verificar se nessa condição de maior velocidade o modo octogonal prevalece.

3.3.2 Detalhamento geométrico do modelo numérico e tamanho de malha

Em uma hipótese inicial, a supressão dos diversos raios da geometria tornaria o modelo numérico mais simples da perspectiva de malha e tamanho de elementos, reduzindo assim o tempo computacional. Isso ocorre devido à dificuldade de capturar com elementos de qualidade

aceitável as regiões de interseção de raios, assim como os raios menores que 5mm sem aumentar o tempo computacional.

No entanto, o comportamento global do *crash box* durante a compressão é diretamente ligado a geometria pré-conformada na peça. Portanto se faz necessário o estudo do componente com e sem os raios antes de prosseguir com as demais análises.

Foram executadas duas simulações com as mesmas condições iniciais e de contorno descritas Seção 3.3.1. Na primeira simulação foram eliminados os raios do componente e a geometria foi simplificada, na segunda, todos os raios e detalhes foram capturados. A junta soldada não foi representada nesse momento inicial para não adicionar variáveis ao estudo, portanto a *crash box* não possui uniões, se comportando como um tubo sem costura. Para execução desta análise o tamanho de malha médio foi mantido em 3mm. A malha de 3mm permite a representação dos raios sem distorção da geometria e não eleva demasiadamente o tempo computacional, configurando assim bom ponto de partida.

O teste de malha foi realizado em sequência com objetivo de determinar a sensibilidade da solução encontrada à variação da malha empregada. A malha ideal contempla o maior tamanho de elemento possível que garanta correta captura dos detalhes geométricos, menor tempo computacional e solução numérica estável.

O teste de malha segue o conceito ilustrado na Figura 58. O refinamento da malha foi realizado de forma que cada elemento da malha mais grosseira, pudesse dar origem a 4 novos elementos mais refinados.

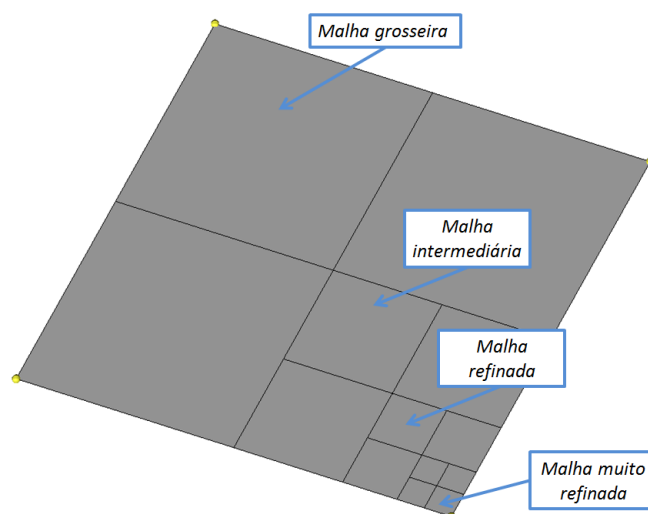


Figura 58 - Conceito do teste de malha (Próprio autor)

A malha grosseira utilizada tem tamanho médio de 12mm, a intermediária de 6mm e a malha refinada 3mm. Foram rodados ainda resultados intermediários com tamanho médio de 10mm e 8mm.

3.3.3 Efeito da velocidade de aplicação do carregamento

Os efeitos inerciais (inercia devido a massa) no comportamento do *crash box* poderiam ser desconsiderados devido ao peso do componente ter ordem de grandeza muito inferior à sua resistência. No entanto, é esperado um incremento da resistência do material à deformação plástica quando se aumenta de forma significativa a taxa de deformação.

Nessa etapa foram feitos dois testes apenas, analisando os dois extremos do espectro possível de velocidades previstas. O modelo utilizado contém as definições finais da etapa anterior. Um primeiro ensaio considerou que o carregamento seria aplicado lentamente, com velocidade de deslocamento da placa rígida igual a 0,042 m/s. O segundo ensaio foi realizado com o máximo de velocidade possível de se alcançar no teste físico. A velocidade do teste físico é limitada pela altura de segurança da torre (mostrada a frente) que será utilizada para aplicar a massa de impacto. Como a torre possui 11m de altura útil, a velocidade máxima esperada é de 15,34 m/s.

O objetivo é verificar se a geometria estudada se comportará de forma estável durante o ensaio com maior velocidade, apresentando o modo octogonal independentemente da taxa de deformação imposta ao material. Caso os resultados sejam semelhantes, será utilizada a velocidade mais baixa, que permite melhor entendimento das deformações e não tem o efeito das elevadas taxas de deformação do material.

3.3.4 Representação do cordão de solda GMAW e altura do flange de soldagem

A representação do cordão de solda no modelo numérico deve ser capaz de capturar o comportamento encontrado nos ensaios estáticos realizados para a definição do processo GMAW, descritos na Seção 3.2.2. Para os parâmetros de soldagem ajustados corretamente, foi verificado um aumento da rigidez da junta soldada e também um aumento da resistência na região do cordão. As falhas nos ensaios de tração ocorreram na região adjacente ao cordão de solda, onde não existe adição de metal e o aporte térmico do processo degrada as propriedades do material.

Foram estudados quatro diferentes técnicas para a representação do cordão de solda, suas principais vantagens e limitações estão resumidas na Tabela 5. Foi utilizado o modelo final da etapa anterior como referência para a criação e estudo de cada uma das técnicas de representação do cordão de solda. Dessa forma a simulação foi realizada com velocidade de 0,042 m/s, malha de 6 mm e condições de contorno já descritas.

Quanto a formulação dos elementos analisados temos que os “NBR” são elementos 1D rígidos, os “Beam MAT100” são elementos 1D do tipo treliça capazes de capturar apenas cargas de tração e compressão sendo que o MAT100 é um material elástico dedicado a soldas. Os elementos de casca “ELE2” e “ELE16” representam a integração reduzida e integração completa respectivamente.

Tabela 5 - Vantagem e limitações das possíveis representações numéricas do cordão de solda (Próprio autor)

Representação	Vantagem	Limitação
NBR	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Simplicidade e tempo computacional ▶ Conexão nó-nó 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Não permite descrever as propriedades do cordão, conexão rígida
Beam MAT100	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Simplicidade e tempo computacional ▶ Conexão nó-nó 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Cordão modelado como várias vigas de seção constante e material elástico
SHELL ELE2	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Permite descrever as propriedades geométricas do cordão (material elastoplástico e seção/espessura). ▶ Elimina as descontinuidades da conexão com elementos 1D 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Elemento de integração reduzida ▶ Grandes deformações apresenta modos espúrios (hourglass)
SHELL ELE16	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Permite descrever as propriedades geométricas do cordão (material elastoplástico e seção/espessura) ▶ Elimina as descontinuidades da conexão com elementos 1D 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Elemento de integração completa, aumento do tempo computacional

Conforme discutido na Seção 2.3.2, a soldagem GMAW propicia adição de material, dessa forma não existe a necessidade de disponibilizar grande quantidade de material para fusão no metal de base. Dessa forma, todos os testes dessa para definição da representação numérica do cordão GMAW foram realizados com um flange de soldagem de baixo comprimento, 2mm apenas. Nesse momento a distribuição ou comprimento do cordão não está em análise, portanto foi considerado um cordão contínuo, constante por toda a junta.

A partir dos resultados obtidos e da modelagem para o cordão GMAW já definida, foram realizados estudos para determinar a influência da altura do flange de soldagem no comportamento do crash box. Optou-se por gerar um flange de soldagem que permitisse melhor acoplamento entre as partes do crash box, o que favorecesse o fluxo de calor do arco de soldagem e disponibilizasse material para a poça de fusão sem envolver diretamente a seção da peça que possui parede fina de apenas 1.2mm. No entanto, o flange aumenta a rigidez à flexão da face do componente, podendo assim interferir no comportamento quando submetido a compressão.

Foram estudadas 4 diferentes alturas de flange, partindo de 2mm de altura até 5mm com incremento de 1mm para cada teste. O objetivo é determinar o limite superior em que é possível obter o modo octogonal. Foi utilizado como modelo inicial o resultado da etapa anterior. A Figura 59 ilustra a altura de flange estudada.

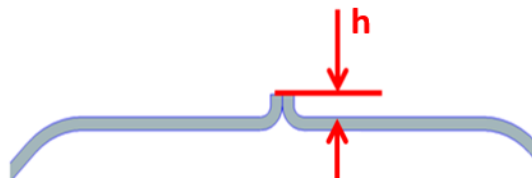


Figura 59 - Seção com altura de flange "h" (Próprio autor)

3.3.5 Distribuição dos cordões de solda GMAW

Na Seção 3.3.4 foi utilizado um cordão de solda contínuo e perimetral, unindo toda a junta. Apesar dos bons resultados encontrados, a fabricação de tal cordão de solda seria desafiadora uma vez que a baixa espessura da chapa e o elevado aporte térmico da soldagem GMAW acarretariam em possíveis empenamentos, zona termicamente afetada de grande extensão e em último caso, furos na chapa.

O objetivo dessa seção é definir a distribuição dos cordões de solda, suas posições e comprimentos, que maximize a absorção de energia, garanta a ocorrência do modo octogonal e simplifique a fabricação do componente utilizando menores cordões de solda. Foi utilizado como base o resultado da Seção 3.3.4, portanto o componente possui flange de 2mm de altura, malha de 6mm e a solda foi representada por SHELL ELE16 apresentado na Tabela 5.

Foi utilizado o software comercial LS-OPT para executar um DOE (Design of Experiment) com todas as combinações das variáveis indicadas na Figura 60. Tal abordagem é característica da metodologia de DOE *Full Fatorial* no entanto, detalhes teóricos das técnicas

de otimização estão fora do escopo deste trabalho, justificando a utilização da técnica por ser a mais simples disponível. Como penalização da abordagem escolhida, tem-se um maior número de análises e maior tempo computacional devido as várias combinações existentes.

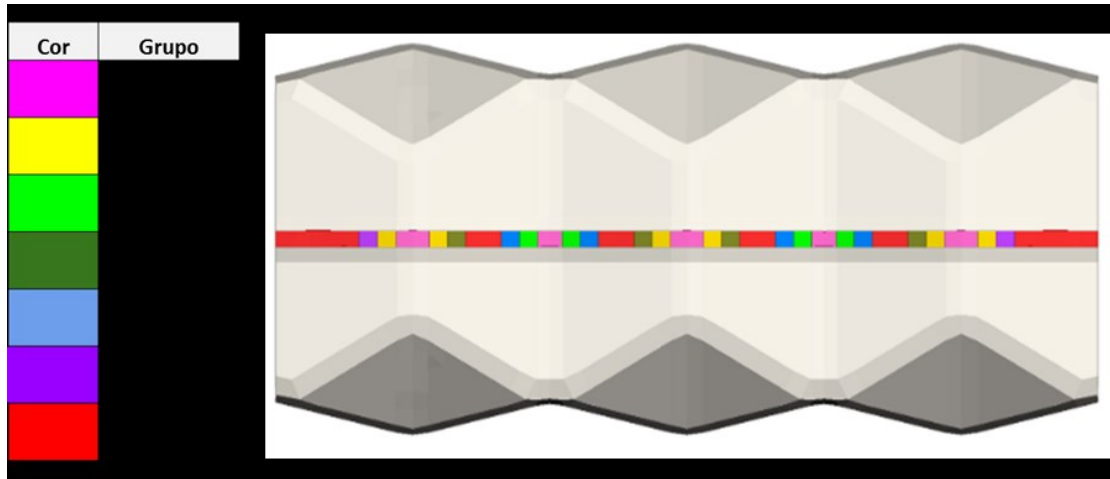


Figura 60 - Grupos para análise de DOE da quantidade ótima de cordões de solda GMAW (Próprio Autor)

3.3.6 Representação ponto de solda RSW

Conforme já discutido o ponto de solda utilizado tem 6mm de diâmetro e deve ser aplicado em um flange com 15mm de altura e distância mínima entre pontos de 25mm de centro a centro.

Apesar de existirem diversas modelagens numéricas disponíveis nos softwares comerciais, a representação do ponto de solda por um único elemento hexaédrico, conectando por contato do tipo “*tied contact*” as superfícies soldadas é a mais utilizada. Este tipo de contato atua como uma equivalência do deslocamento nodal para as superfícies em que é aplicado. Isso se justifica pelo tempo computacional reduzido em comparação com utilização de elementos ou formulações mais complexas, capacidade de representar as propriedades mecânicas do ponto de solda e definir critérios de falha.

Nessa seção são comparadas duas modelagens. A primeira, mais simples, utiliza elementos 1D capazes de capturar apenas cargas axiais e material elástico para representação da solda. A segunda utiliza elementos 3D hexaédrico de integração reduzida e material elástico para representação da solda. A Tabela 6 resume as principais vantagens e limitações de cada modelo.

Tabela 6 - Vantagens e limitações para modelagem de ponto de solda RSW (Próprio autor)

Representação	Vantagem	Limitação
Beam ELEM 9 MAT100	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Simplicidade e tempo computacional ▶ Conexão por contato "<i>automatic single node-surface</i>" 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Ponto de solda modelado como viga de rigidez e seção constante ▶ material elástico ▶ critérios de falha limitados ▶ seção transversal projetada por contato sobre a superfície soldada
SOLID ELEM1 MAT100 HEXA	<ul style="list-style-type: none"> ▶ tamanho do ponto definido pelo tamanho do elemento ▶ superfície de falha ▶ Deslizamento das chapas e força cisalhante ▶ Conexão por contato "<i>automatic single node-surface</i>", isso significa que a superfície em que será aplicado o pênalti do contato é determinado pelo software 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Maior complexidade ▶ Maior tempo computacional

Foram aplicadas as mesmas condições iniciais e condições descritas e utilizadas nos estudos de soldagem GMAW. No entanto, a geometria do crash box é agora modificada para respeitar as condições da soldagem RSW, contendo assim uma aba de 15mm de altura e pontos de solda espaçados de 25mm de centro a centro. A Figura 61 apresenta a distribuição de pontos de solda utilizada para ambas as modelagens, tanto a quantidade quanto a posição são iguais para ambos os casos.

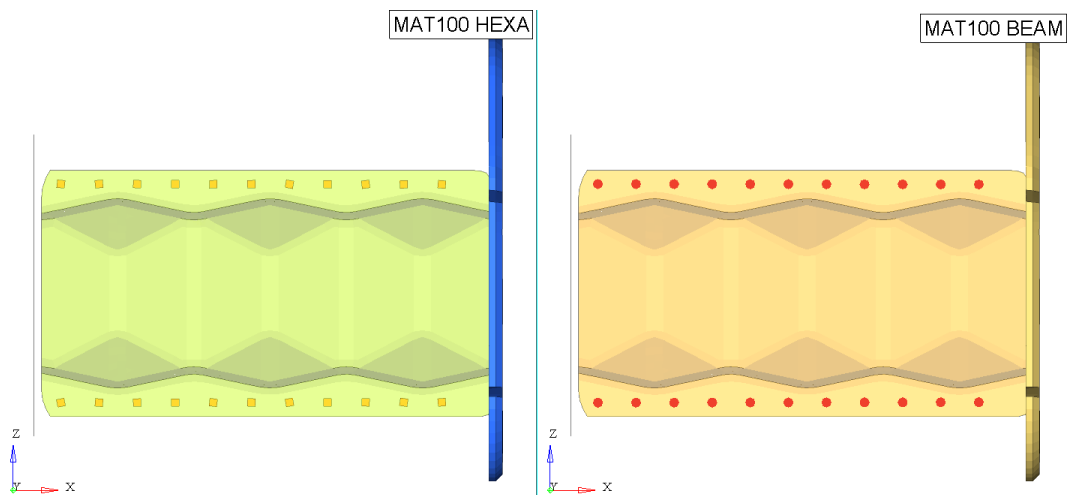


Figura 61 - Distribuição de pontos de solda em HEXA e BEAM (Próprio autor)

3.3.7 Definição flanges para soldagem RSW

Conforme discutido na Seção 3.1.1, para aplicação do ponto de solda RSW, se faz necessário um flange de 15mm de altura que permita o correto acesso a pinça de soldagem e evite fuga de corrente. No entanto, durante a compressão do *crash box* o flange trabalha como um reforço, aumentando significativamente a rigidez da face lateral e alterando o modo de deformação.

O objetivo dessa seção é definir recortes localizados no flange que guiem a deformação do componente da forma mais estável e menos caótica possível. Como consequência, espera-se absorver maior quantidade de energia, reduzir a carga P_{max} e elevar a carga P_m .

Foram estudadas 4 diferentes modificações no flange com objetivo de isolar a deformação de cada módulo do origami. A Figura 62 apresenta os grupos de recortes e a Tabela 7 apresenta as configurações analisadas onde “0” significa que o recorte não foi aplicado e “1” significa que o recorte foi realizado.

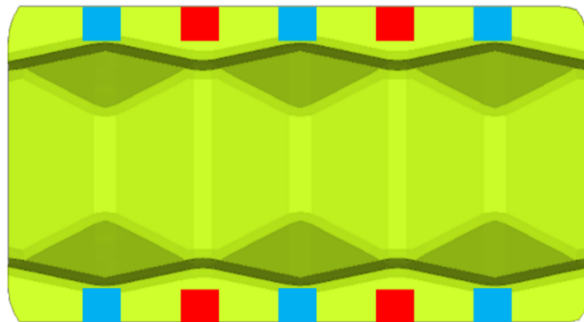


Figura 62 - Grupos de recortes nas flanges RSW. (Próprio Autor)

Tabela 7 - Configurações de flanges estudadas para soldagem RSW. (Próprio Autor)

		Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
	Grupo 1	0	0	1	1
	Grupo 2	0	1	1	0

Nesse estudo não foram analisadas as distribuições de ponto de solda, sendo aplicado o máximo possível de solda por flange. Os recortes aplicados possuem 11mm de profundidade e 11 mm de comprimento.

3.3.8 Distribuição dos pontos de solda RSW

A distribuição e posicionamento dos pontos de solda foi estudada com objetivo de guiar o modo de deformação mais eficiente para absorção de energia, atingir o menor valor possível da carga de colapso P_{max} e o maior valor possível da carga média P_m .

Foi aplicado a mesma estratégia de DOE utilizada no estudo da distribuição dos cordões de solda GMAW. A Figura 63 apresenta os grupos de pontos de solda utilizados.

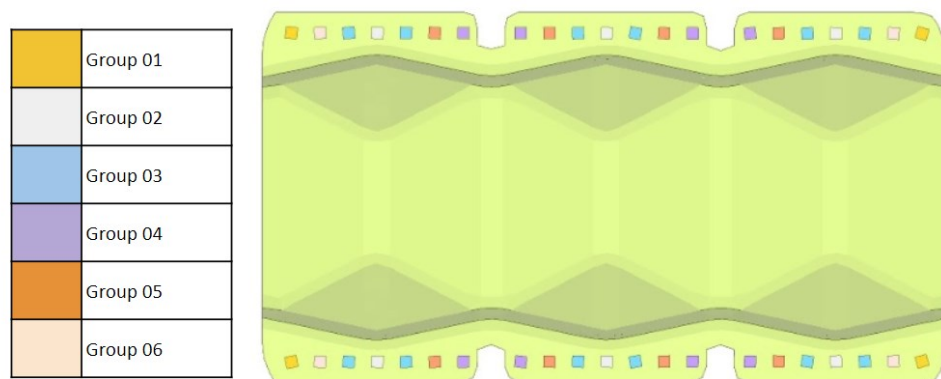


Figura 63 - Divisão dos grupos de solda para DOE do posicionamento e distribuição dos pontos (Próprio Autor)

Sabe-se que nem todas as combinações são fisicamente possíveis devido a necessidade de se manter uma distância mínima entre os pontos de solda. No entanto, a título de conhecimento nenhuma das combinações foi desconsiderada no DOE. Conforme indicado na Figura 63 foi utilizado o recorte das abas que apresentou boa estabilidade e maior facilidade de fabricação.

3.4 Metodologia testes físicos – Drop Weight Tower

O objetivo dos testes físicos é confirmar o modo de deformação do componente com a soldagem GMAW e RSW. Será estimada ainda quantidade de energia absorvida a partir do comprimento deformado do *crash box* e do retorno da massa lançada da torre após o impacto. Dessa forma estaremos assumindo que a energia absorvida pela *crash box* é igual ao delta entre a energia cinética da massa no instante anterior ao impacto e a energia potencial máxima da massa após o impacto.

Para o ensaio será utilizada a torre de impacto disponível no Laboratório de Robótica, Simulação e Soldagem da UFMG. O vão livre útil de 11,0 m com capacidade de içar até 300

kg. A massa será ajustada conforme a necessidade do teste e do componente a ser analisado. A energia potencial da massa içada é transformada em energia cinética ao ser liberada e se moverá em queda livre até colidir contra um martelo de colisão, onde o componente que se deseja analisar está posicionado.

O martelo de colisão tem como objetivo garantir a repetibilidade e controle do teste, de forma que todo o esforço gerado pelo impacto da massa em queda livre, seja transmitido de forma axial para a *crash box*. O dispositivo é dividido em dois sistemas, um fixo e um móvel. O sistema fixo é composto por buchas para o deslizamento do corpo móvel, colunas para garantir a rigidez, uma plataforma inferior fixa ao solo e tirantes para garantir a posição durante o impacto. O sistema móvel é composto por uma plataforma superior onde a massa colidirá, colunas que se deslizam nas buchas do corpo fixo e uma plataforma inferior que entra em contato com o componente em análise. A Figura 64 apresenta a torre e o martelo de colisão utilizados.

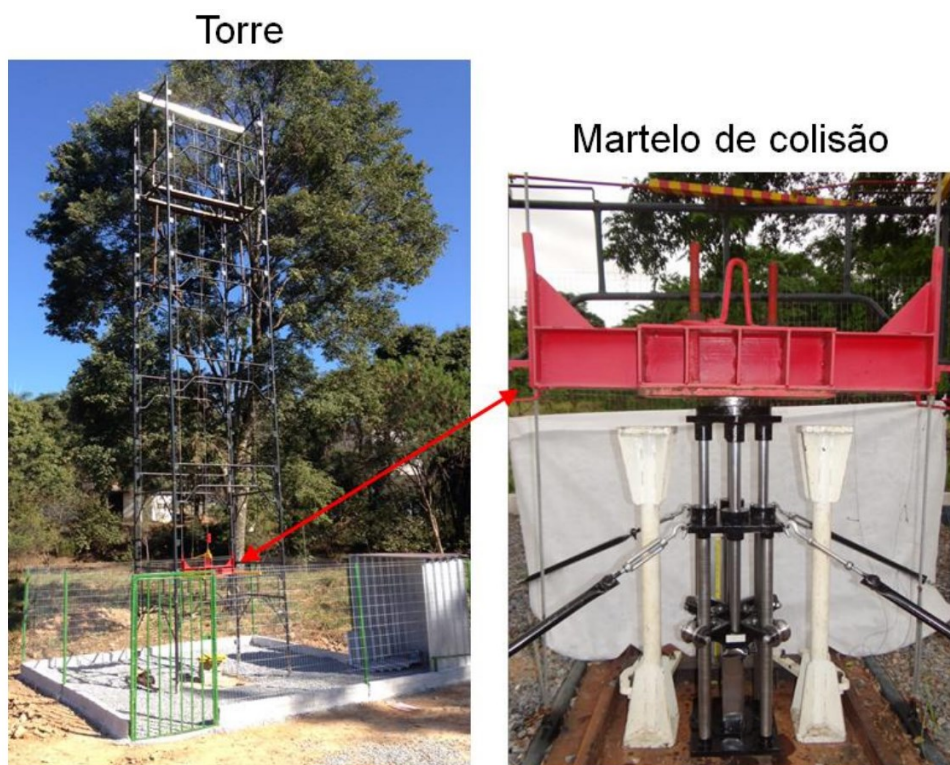


Figura 64 - Torre e martelo de colisão. (SOUZA, 2018)

As análises de deformação das longarinas foram realizadas utilizando uma câmera de alta velocidade modelo Phantom Miro 110, resolução 1280 x 800, 1,6 Gpx/s e 2 μ s captura mínima. Análises de deslocamento, velocidade e aceleração de deformação da longarina, foram

realizadas utilizando o software da PCC (Phantom Camera Control). As imagens foram capturadas com resolução 960 x 280 e a 2000 frames por segundo.

Para os testes realizados, a massa lançada tem 107kg e a altura utilizada foi de 11m. Dessa forma pode-se estimar a energia máxima que será aplicada na crash box pela energia potencial da massa que será lançada da altura especificada, sendo igual a 11546 J.

Será monitorado um ponto no Martelo de Colisão cujo retorno após impacto será considerado energia não absorvida pela *crash box*. O mesmo ponto de monitoramento será utilizado para gerar as curvas de deslocamento, velocidade e aceleração durante o evento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Parâmetros construtivos

4.1.1 Ensaio para definição do processo RSW

Os ensaios foram realizados, conforme discutido na Seção 3, com o objetivo de definir os melhores parâmetros de soldagem a serem utilizados na construção dos protótipos do crash box. Foram testadas 22 configurações diferentes e então executado exame visual. A Figura 65 apresenta o corpo de prova utilizado para exame visual e as configurações analisadas.

A Tabela 8 apresenta as configurações testadas. As linhas marcadas com “x” na coluna “Rejeição de material” indicam que houve expulsão de material ou faíscas durante a soldagem. Isso pode ocorrer devido a acoplamento irregular das peças, impurezas ou sujeira na superfície das chapas, força insuficiente entre os eletrodos ou corrente muito elevada. Quando existe expulsão de material, o ponto de solda tende a se tornar menos resistente.

Tabela 8 - Combinação de parâmetros para soldagem RSW (Próprio autor)

Rejeição de material	Limites	3,4-4,3 kN	9-10kA	11 a 13	50	10
	Setup	Força (bar)	Corrente (A)	Número de ciclos	Tempo de pré carga	Tempo de retenção
	1	7	9	11	50	20
	2	7	9	12	50	20
	3	7	9	13	50	20
	4	7	10	11	50	20
X	5	7	10	12	50	20
	6	7	10	13	50	20
	7	7.6	9	11	50	20
	8	7.6	9	12	50	20
	9	7.6	9	13	50	20
	10	7.6	10	11	50	20
	11	7.6	10	12	50	20
	12	7.6	10	13	50	20
	13	7.6	10	12	60	20
	14	7.6	10	12	70	20
	15	7.6	10	12	80	20
	16	7.6	10	12	50	30
	17	7.6	10	12	50	40
	18	7.6	10	12	50	50
	19	7	9	20	50	20
	20	7	10	20	50	20
	21	7	9.5	20	50	20
	22	7	9.4	12	50	20

As linhas marcadas em amarelo indicam que a geometria do ponto obtido, quando avaliado visualmente, se mostrou regular e adequada, com a menor indentação possível e zona termicamente afetada também de tamanho reduzido. Dessa forma, foram selecionadas as 4 configurações para que fosse realizado o ensaio de arrancamento e caracterização mecânica do ponto de solda na máquina para ensaio de arrancamento, apresentada na Seção 3.2.1 e ilustrada na Figura 47.

A Figura 65 apresenta os resultados obtidos com as 22 diferentes combinações testadas. Observou-se que para um maior número de ciclo a tamanho da zona termicamente afetada se torna maior e para uma maior corrente de soldagem, o diâmetro do ponto se torna também maior. Sabendo que durante o teste de arrancamento o ponto de solda tende a iniciar a falha pela região termicamente afetada, foi dada preferência para as configurações de menor ZTA.

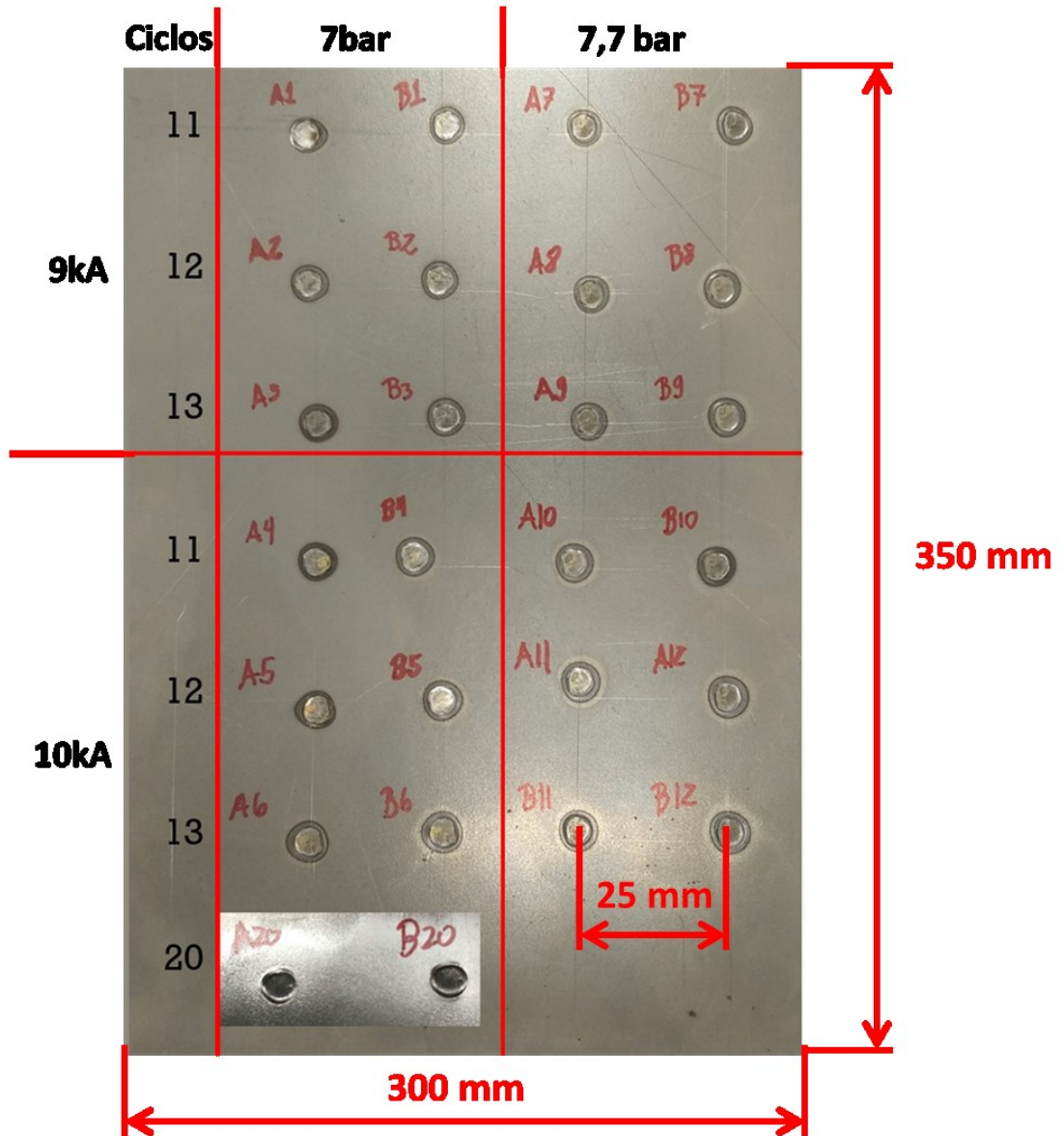


Figura 65 - Exame visual RSW (Próprio autor)

O teste de arrancamento foi realizado conforme discutido na seção de Materiais e Métodos. Foram testadas as 4 configurações que apresentaram melhor resultado no exame visual. Os resultados obtidos estão na Tabela 9.

Tabela 9 - Resultado ensaio de arrancamento RSW

Limites	3,4-4,3 kN	9-10kA	11 a 13	Força 1	Força 2	Força 3	Força 4	Força 5	Força Med (kgf)
1	7	9	11	209	270	249	258	298	256,80
2	7	9	12	300	291	210	235	297	266,60
5	7	10	12	197	230	176	211	164	196,20
20	7	10	20	167	158	201	148	152	165,20

A Figura 66 apresenta um ponto de solda rompido no ensaio de arrancamento para a configuração 2. A falha ocorreu a partir da ZTA, rasgando a chapa entorno do ponto de solda. Como esperado de um ponto de boa qualidade, em uma chapa se encontra o furo e na outra chapa se encontra a lente fundida.

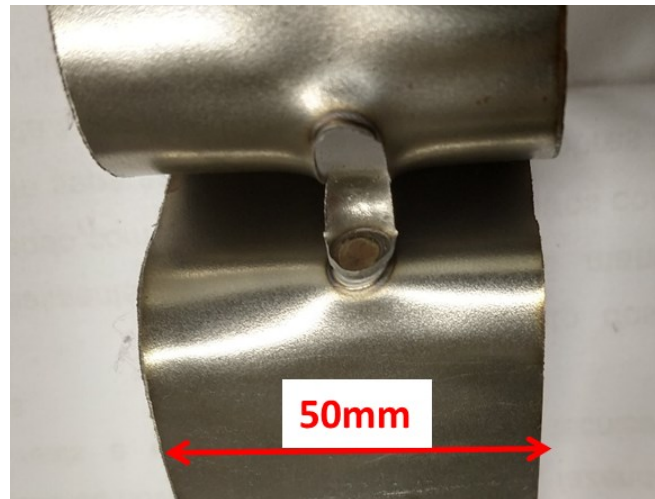


Figura 66 - Ponto de solda rompido em ensaio de arrancamento - configuração 2

Analisando os resultados do teste de arrancamento para os pontos da configuração 1 e 2 pode-se perceber que para a mesma corrente e força dos eletrodos, um aumento de 9% no número de ciclos - de 11 para 12 ciclos - acarretou um incremento na resistência média do ponto de solda de 4% - de 256Kgf para 266Kgf. Isso pode ser explicado pelo maior número de ciclos refletindo em um tempo disponibilizado para fusão e formação da lente de solda. No entanto, um aumento do número de ciclos pode acarretar em uma maior ZTA, o que não é desejável.

Analisando os resultados do teste de arrancamento para os pontos da configuração 5 notou-se que para um aumento na corrente de 11% - de 9 para 10kA - houve perda de resistência mecânica do ponto de solda de 35% em comparação com a configuração 2. É importante ressaltar que para alguns dos pontos executados nessa configuração ocorreu expulsão de material, provavelmente devido ao aumento da corrente. As consequências da expulsão de material podem ser observadas na dispersão dos valores de força de ruptura no teste de arrancamento, o valor máximo de resistência foi de 230Kgf para o corpo de prova 2, enquanto o valor mínimo foi de 164kgf para o corpo de prova 5 que apresentou expulsão de material, uma variação de 40%.

Nos testes de arrancamento dos pontos de solda com configuração 20 não ocorreu expulsão de material. No entanto, devido a um aumento significativo no número de ciclos – de 12 para 20 – o tamanho da zona termicamente afetada foi maior e a média da carga de ruptura caiu em 59% – de 267Kgf para 165Kgf - se comparado com os valores da configuração 2.

Claramente os parâmetros 1 e 2 produzem pontos de solda de maior resistência que os demais. No entanto, como os valores são muito próximos, foi executado novamente o ensaio utilizando agora uma máquina universal de ensaios, apresentada na Figura 48. O objetivo é confirmar os resultados e obter a curva Força por Deslocamento.

Para cada configuração foram testados apenas dois corpos de prova e os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 10 e as curvas Força x Deslocamento são apresentadas na Figura 67 . A dispersão encontrada para a configuração 1 foi menor – variação de apenas 7kgf na configuração 1 contra 35kgf da configuração 2. A força média encontrada para a configuração 1 se mostrou 22% maior em relação a configuração 2. Todos os pontos testados falharam com rasgamento de uma das chapas em torno da ZTA.

As curvas de força por deslocamento têm inclinação semelhante, diferenciando principalmente o pico de carregamento - a máxima resistência do ponto de solda - seguido do vale que indica a ruptura do ponto ou da chapa. A inclinação da curva demonstra principalmente como os corpos de prova se deformam, sendo que o corpo de prova E2 e D2 (SETUP 2) sofreram menos deformação plástica antes de solicitar o ponto de solda. Já a curva do corpo de prova E1 e D1 (SETUP 1) indica que este se deformou mais plasticamente antes de solicitar o ponto de solda, provavelmente devido a diferenças no posicionamento do ponto em relação a borda.

Tabela 10 – Resultados ensaio de arrancamento com máquina de ensaio universal

Setup	Força (bar)	Corrente	Número de ciclos	D (kgf)	E (kgf)	Força Med (kgf)
1	7	9	11	307,0	300,8	303,9
2	7	9	12	265,1	230,2	247,6

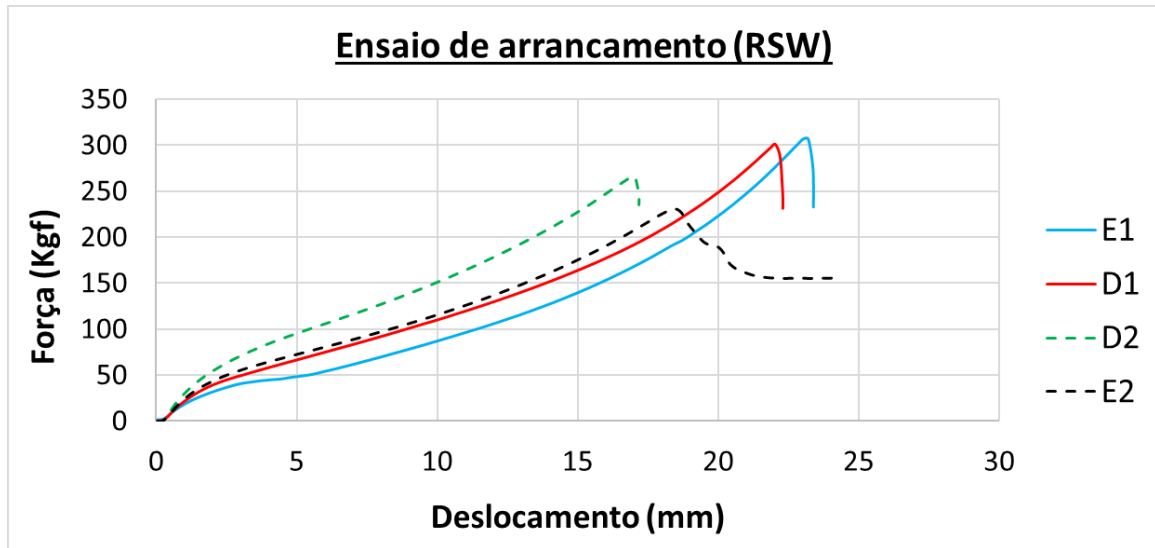


Figura 67 - Curva força deslocamento obtida em ensaio de arrancamento RSW

Considerando que o único parâmetro que diferencia os pontos criados pela SETUP 1 e 2 é o número de ciclos, fator que tem grande influência no tamanho da ZTA, e que todos os pontos testados falharam com rasgamento a partir da ZTA pode-se atribuir a menor resistência dos pontos gerados pela configuração 2 a uma maior zona termicamente afetada. Dessa forma, a configuração utilizada para construção dos protótipos foi a de número 1, com pressão dos eletrodos de 7bar, corrente de 9kA e número de ciclos igual a 11.

4.1.2 Ensaio para definição do processo GMAW

Os ensaios foram executados conforme descrito na Seção 3.2.2 com o objetivo de definir os melhores parâmetros de soldagem a serem utilizados na construção dos protótipos de *crash box*. Os primeiros cordões para definição dos parâmetros foram realizados como cordão sobre chapa. Os parâmetros e resultados estão descritos na Tabela 11 e ilustrados na Figura 68.

Tabela 11 - Parâmetros iniciais de GMAW para cordão sobre chapa (Próprio autor)

	Corrente (A)	Tensão (V)	Strick Out (mm)	Velocidade (mm/min)	Energia (J)	Estabilidade
1	100,0	5,6	5,0	24,0	23,3	NOK - Arco instável
2	120,0	5,6	5,0	24,0	28,0	OK - Cordão boa aparência
3	130,0	5,6	5,0	24,0	30,3	NOK - Furou a chapa

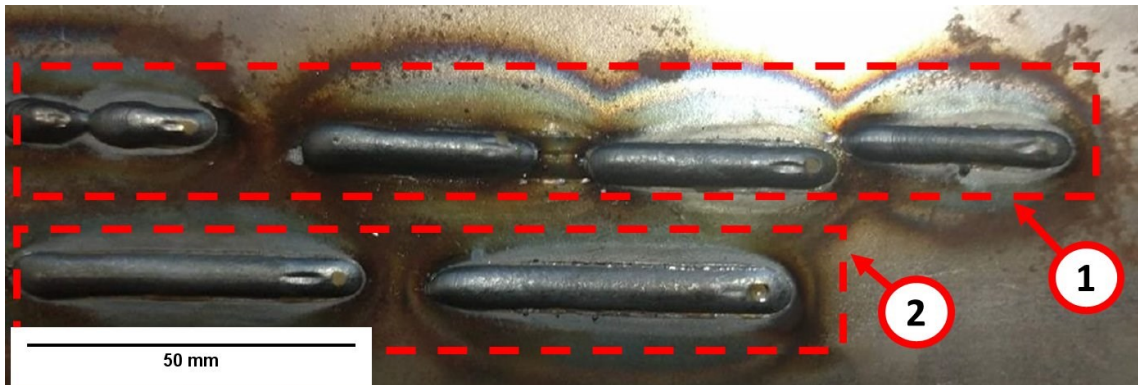


Figura 68 - Soldagem cordão sobre chapa GMAW (Próprio autor)

A partir da análise visual dos cordões sobre chapa, foi escolhida a condição 2 de soldagem para prosseguir com os estudos, partindo assim para o estudo na junta soldada similar ao que será aplicado na construção da crashbox onde o cordão de solda ocorre no acoplamento de dois flanges.

Em seguida foram analisadas 8 diferentes configurações de soldagem para a definição dos parâmetros ideais. Sabendo que a corrente de 120A apresentou os melhores resultados na condição de “cordão sobre chapa”, 6 das 8 configurações analisadas mantiveram essa corrente. Foram analisadas 8 diferentes condições e então executado o exame visual dos cordões para cada configuração. A

Tabela 12 apresenta as condições analisadas e as observações realizadas.

Tabela 12 - Condições analisadas para soldagem GMAW (Próprio autor)

	Corrente (A)	Tensão (V)	Strick Out (mm)	Velocidade (mm/min)	Energia (J)	GAP (mm)	Observações
1	120,0	5,6	5,0	24,0	28,0	0	Arco estável, reforço alto
2	120,0	5,6	5,0	24,0	28,0	0,5	Arco estável, reforço alto
3	120,0	5,6	5,0	24,0	28,0	0,8	Arco estável, reforço alto
4	100,0	5,6	5,0	24,0	23,3	0,8	Arco instável
5	130,0	5,6	5,0	24,0	30,3	0,8	Fusão excessiva
6	120,0	5,6	5,0	24,0	28,0	1,0	Arco estável, reforço ok
7	120,0	5,6	5,0	28,0	24,0	1,0	Arco estável, reforço ok
8	120,0	5,6	5,0	28,0	24,0	1,2	vazou lado oposto

As condições de soldagem 1, 2, 6 e 7 apresentaram maior uniformidade e conformidade no cordão quando submetidas a exame visual. As condições 6 e 7 apresentaram a menor altura de reforço com pouco vazamento no lado oposto da chapa. Dessa forma, foram selecionadas apenas estas quatro condições para as análises de tração e metalografia. A Figura 69, Figura 70 e Figura 71 apresentam os cordões de solda realizados com as condições de soldagem 1, 2 e 7 respectivamente.

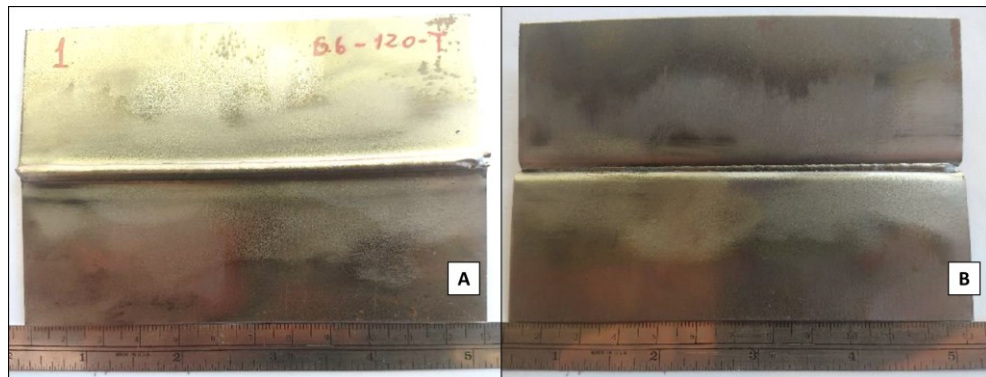


Figura 69 - Condição 1 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)

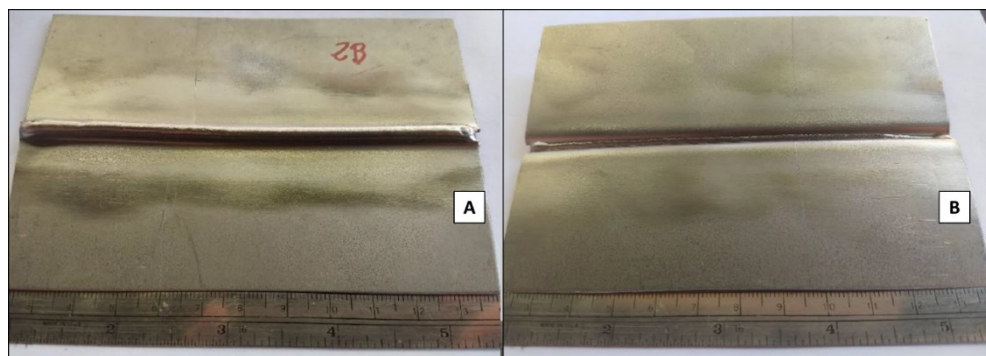


Figura 70 - Condição 2 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)

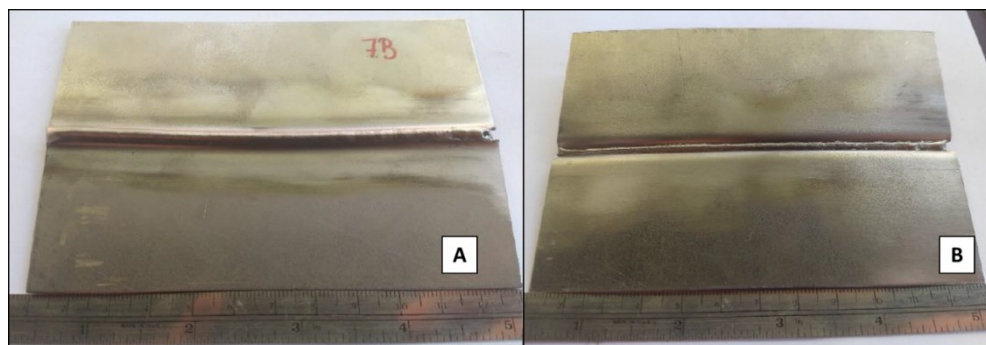


Figura 71 - Condição 7 de soldagem GMAW. A) vista de cima da chapa soldada B) Vista do verso da solda (Próprio autor)

A Tabela 13 apresenta as alturas de reforço medidas para cada condição selecionada. Conforme identificado nas simulações virtuais é interessante que a altura de reforço fique abaixo de 3mm, que é a altura limite para não prejudicar a ocorrência do modo de deformação octogonal.

Tabela 13 - Altura de reforço da soldagem GMAW (Próprio autor)

Condição de soldagem	Altura do reforço (mm)			
	1	2	3	Média
1	3,50	3,45	3,50	3,48
2	3,10	3,30	3,30	3,23
6	2,85	2,90	2,90	2,88
7	2,85	2,90	2,90	2,88

Apesar do bom aspecto dos cordões de solda apresentados, devido ao elevado aporte térmico e a espessura fina das chapas, os primeiros testes com cordão contínuo causaram grande empenamento das chapas. Para solução desse problema foi aplicado a técnica de soldagem de passo “a ré” conforme descrito na seção de Materiais e Métodos.

A Figura 72 apresenta um corpo de prova da condição de soldagem 2 em que foi realizado o cordão de forma contínua em um único passe, o empenamento medido foi de aproximadamente 3 mm na borda da chapa. Já a Figura 73 apresenta a mesma condição de soldagem executada com a técnica de passe “a ré” e foi capaz de reduzir o empenamento para aproximadamente 0.5 mm. Dessa forma, para todos os corpos de prova de todas as condições de soldagem foi aplicada a técnica de soldagem com passe “a ré”.

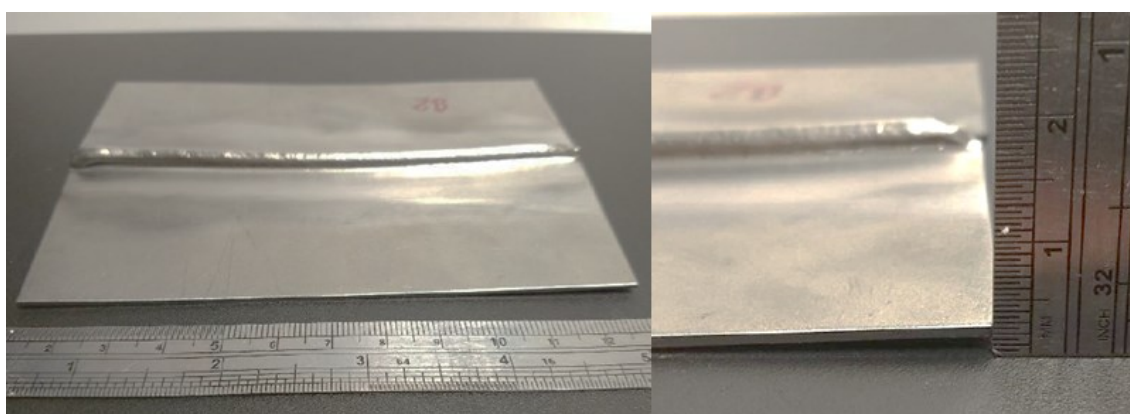


Figura 72 - Cordão em passe único e contínuo, condição de soldagem 2 com empenamento da chapa. (Próprio autor)

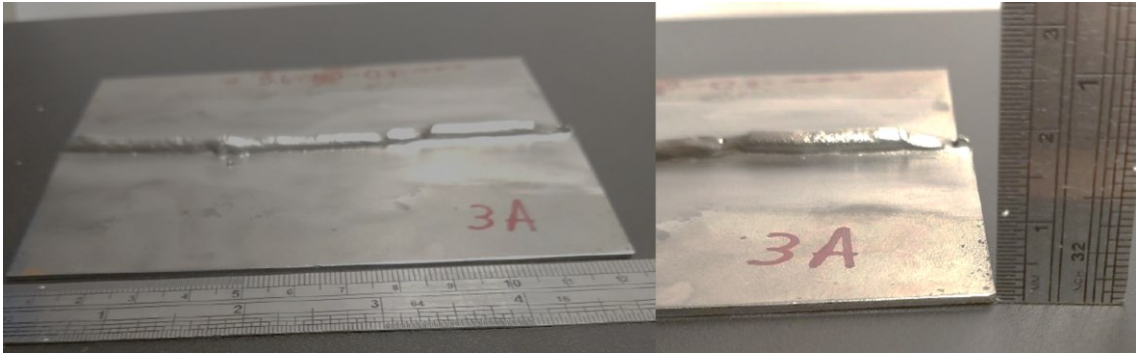


Figura 73 - Cordão executado com passe "a ré", condição de soldagem 2 com empenamento mínimo. (Próprio autor)

A partir dos corpos de prova selecionados pelo exame visual das condições 1, 2, 6 e 7, foram retiradas seções com 8mm de largura para ensaio de tração. O objetivo do ensaio de tração é determinar o limite de resistência do cordão soldado assim como analisar a região de falha. A Tabela 14 apresenta o resumo das cargas encontradas no ensaio de tração, assim como o local de ocorrência da falha. Como já discutido anteriormente, tem-se como objetivo que a falha ocorra no metal base e não no cordão de solda ou na ZTA, propiciando assim maior possibilidade de absorção de energia.

Tabela 14 - Cargas máximas encontradas no ensaio de tração de soldas GMAW (Próprio autor)

Condição de soldagem	Carga máxima corpo de prova (Kgf)				Ruptura na solda
	1	2	3	Média	
1	321,90	346,96	347,74	338,87	Não
2	358,16	303,04	320,52	327,24	Sim - 2 e 3
6	442,58	368,01	355,95	388,85	Não
7	307,57	297,23	335,79	313,53	Sim - 1 e 2

Analisando a Tabela 14 percebe-se que as maiores médias foram apresentadas para as condições de soldagem 1 e 6 em que não ocorre falha na solda, somente no metal de base, isto é, a fratura ocorreu no metal base em região diferente do cordão de solda, seja na zona fundida ou na ZTA. As Figuras Figura 74, Figura 75, Figura 76 e Figura 77 apresentam as curvas obtidas através do ensaio de tração. Como já foi discutido na seção 4.1.1, os corpos de prova que apresentam falha na solda em geral possuem menor alongamento e carga de falha mais baixa, possibilitando menor absorção de energia.

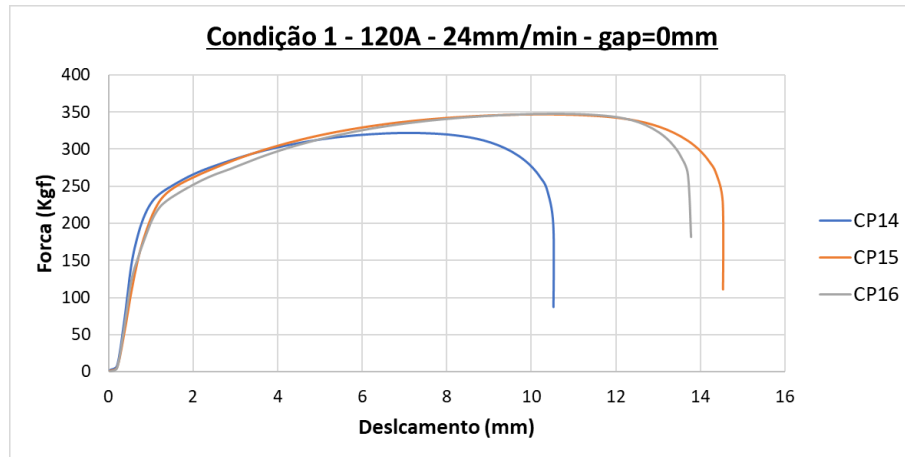


Figura 74 - Ensaio de tração condição de soldagem 1 - GMAW. (Próprio autor)

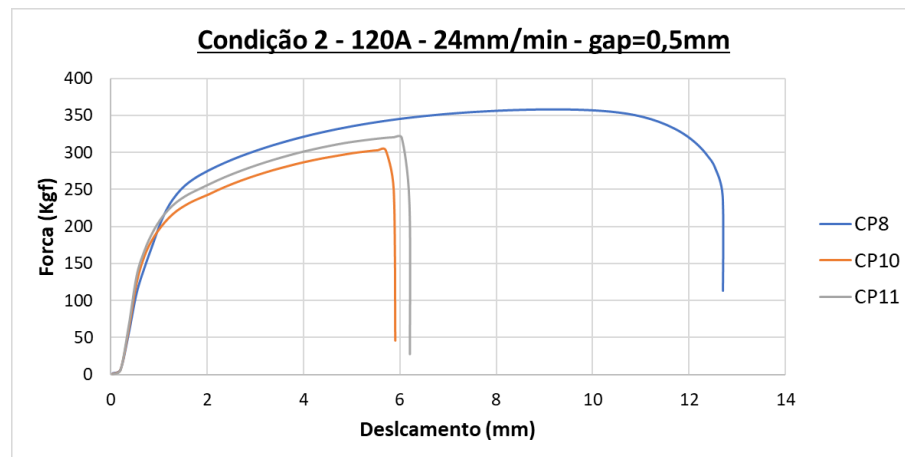


Figura 75 - Ensaio de tração condição de soldagem 2 - GMAW. (Próprio autor)

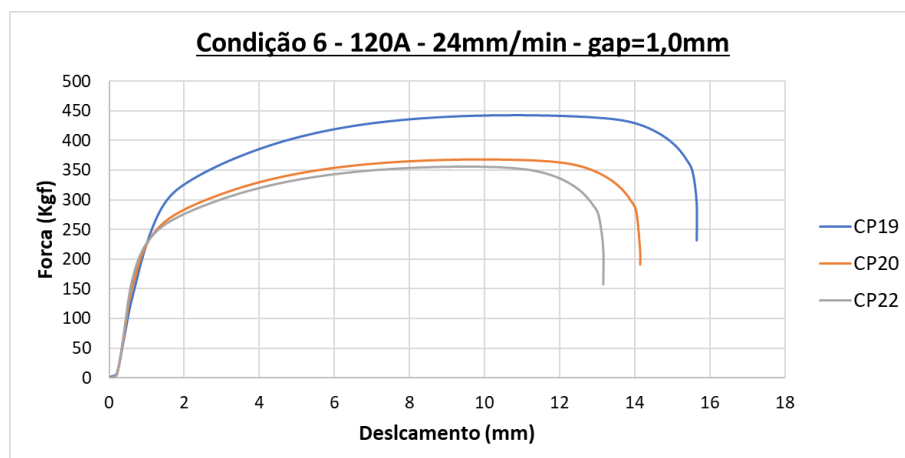


Figura 76 - Ensaio de tração condição de soldagem 6 - GMAW. (Próprio autor)

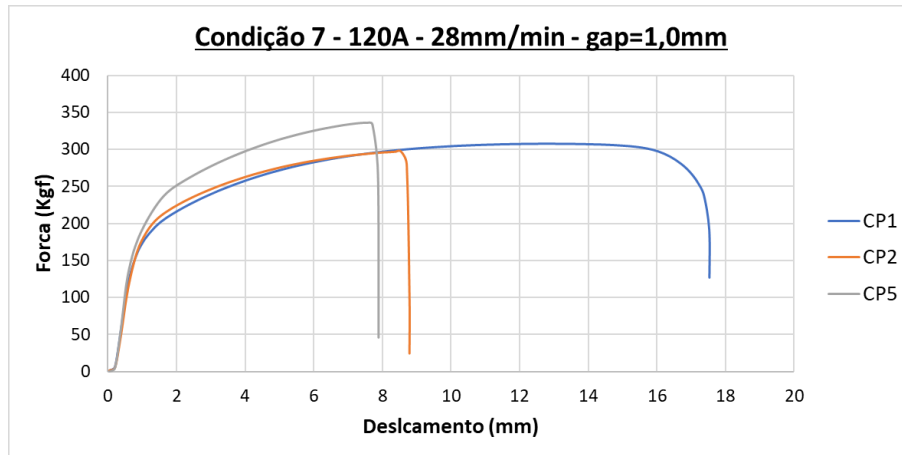


Figura 77 - Ensaio de tração condição de soldagem 7 - GMAW. (Próprio autor)

Conforme pode-se visualizar nas curvas de tração houve uma grande dispersão dos resultados tanto quanto ao alongamento de ruptura quanto em relação a carga máxima registrada. Para uma mesma condição de soldagem, a maior variação quanto a carga de falha foi de 18.2% na condição 2 quando comparados corpos de prova com falha na solda contra corpos de prova com falha no metal de base. Já para o caso em que não ocorreu a falha na solda, somente no metal de base, a variação máxima encontrada foi de 24.3% para a condição 6 que apresentou um corpo de prova com comportamento acima do esperado e os demais dentro da média.

Quanto ao alongamento de ruptura, observou-se que os corpos de prova que apresentaram falha no cordão de solda atingiram cerca de 50% do alongamento de ruptura atingido pelos que apresentaram falha no metal base.

Conforme descrito na Seção 3 de Materiais e Métodos, dos mesmos corpos de prova onde foram retiradas as amostras para ensaio de tração, foram retiradas também amostras para análises metalográficas. A Figura 78 apresenta o corpo de prova após embutimento.

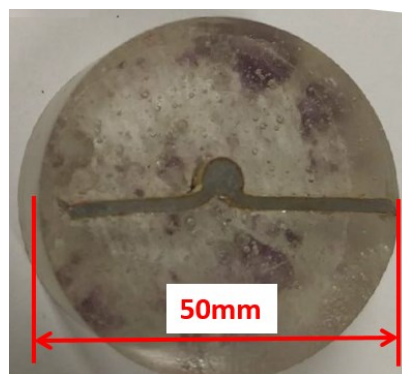


Figura 78 - Corpo de prova para análise metalográfica soldagem GMAW (Próprio autor)

A Figura 79 apresenta a imagem obtida com aumento de 50x das amostras após embutimento, lixamento e polimento das quatro condições selecionadas. As setas indicam regiões de grave descontinuidade geométrica que levam a concentração de tensão e tendencialmente a ruptura.

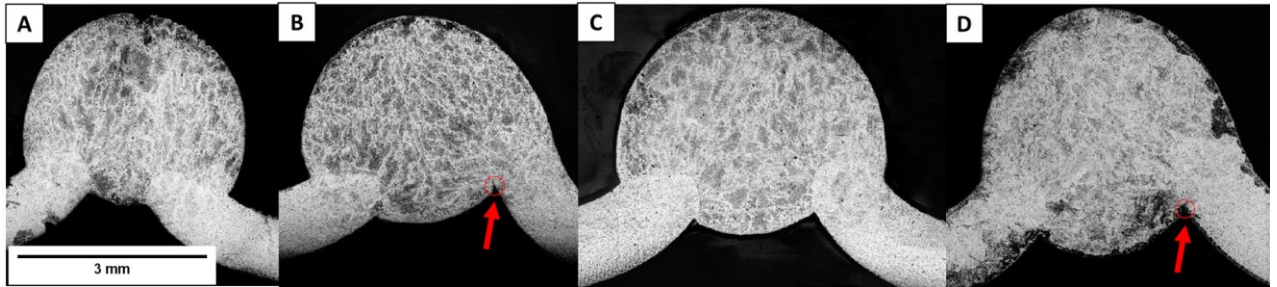


Figura 79 - Aumento de 50x soldagem GMAW. a) Condição de soldagem 1. b) Condição de soldagem 2. c) Condição de soldagem 6. d) Condição de soldagem 7 (Próprio autor)

Analisando os dados do ensaio de tração e as imagens obtidas com o aumento de 50x, pode-se inferir que as falhas ocorridas na região da solda durante os ensaios de tração são decorrência das descontinuidades identificadas na base do cordão de solda, para as condições 2 e 7. Tais descontinuidades estão identificadas na Figura 79 pelos círculos vermelhos presentes nas imagens B e D. Tais descontinuidades são causadas pela movimentação de metal fundido não aderido ao metal base ou pela falta de fusão do metal base. De toda forma, tais descontinuidades se tornam concentradores de tensão que favorecem o início da falha naquela região e reduzem significativamente a resistência da junta soldada.

A Figura 80 apresenta com maior detalhe a região da base do cordão de solda onde é possível identificar com clareza o formato de entalhe das descontinuidades encontradas nas condições 2 e 7.

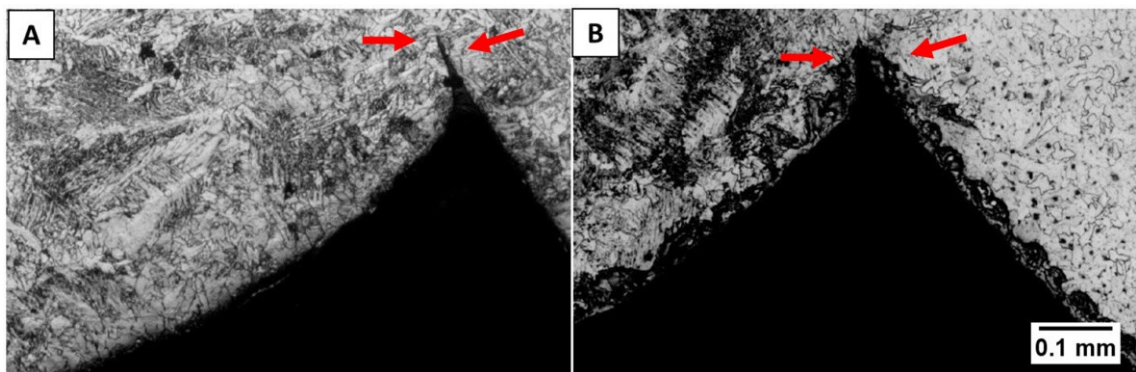


Figura 80 - Detalhe nas regiões de descontinuidade soldagem GMAW. a) Condição de soldagem 2. b) Condição de soldagem 6. (Próprio autor)

Conclui-se que as condições de soldagem mais indicadas para a fabricação do *crash box* seriam a 1 e a 6. No entanto, como a altura do reforço é um parâmetro de grande importância para que se garanta a ocorrência do modo de deformação octogonal, foi definida a utilização da condição de soldagem 6 que apresentou menor altura de reforço.

4.2 Resultados de simulações

4.2.1 Resultados para diferentes detalhamentos geométricos e teste de malha

Conforme descrito na Seção 3 de Materiais e Métodos foi analisado tanto o nível de detalhamento geométrico necessário quanto o tamanho de malha aplicado. Os estudos quanto ao detalhamento geométrico mantiveram um tamanho de malha constante de 3mm.

O primeiro parâmetro de análise utilizado se refere ao modo de deformação. Enquanto o modelo com os raios apresentou modo octogonal estável, o modelo sem os raios apresentou instabilidades. Isso se deve ao ponto de singularidade existente no vértice de encontro entre os losangos dos diferentes módulos do origami. A Figura 81 ilustra a instabilidade gerada, sendo conclusiva análise para determinar a necessidade de inclusão dos raios e detalhes geométricos no modelo numérico.

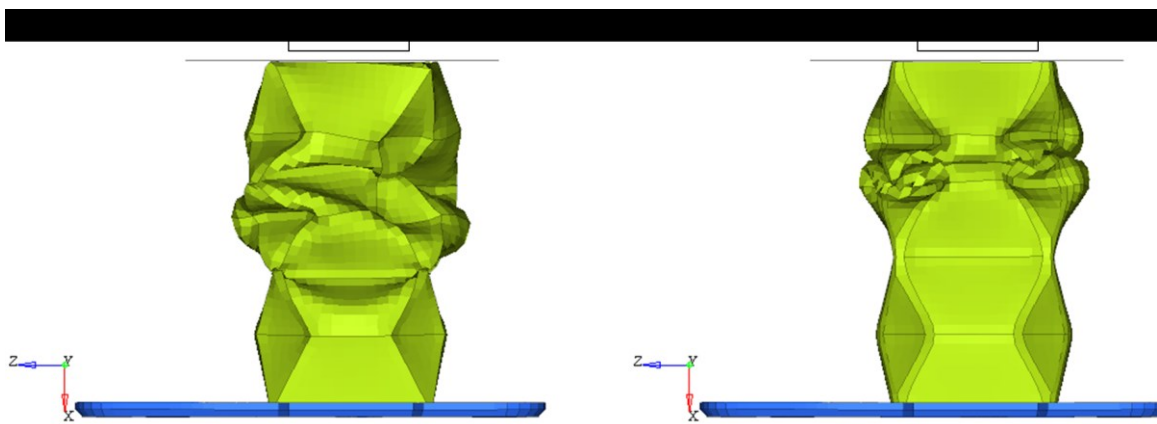


Figura 81 – Comparativo entre modelo numérico com geometria simplificada sem raios versus geometria completa com raios. (Próprio autor)

Quanto ao teste de malha, a Tabela 15 resume os resultados encontrados para as diferentes configurações.

Tabela 15 - Tabela resumo dos resultados do teste de malha (Próprio autor)

Malha	12mm	10mm	8mm	6mm	3mm
Tempo CPU (48cpus)	0:40:25	0:46:00	0:59:25	1:25:51	03:00:25
Pmax (KN)	71,4	67,5	64,8	63,2	57,5
Pm (KN)	61,4	55,1	50,6	45,5	41,4
Energia (J)	10281	9658	9052	7554	6870
Modo octogonal	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM

Percebe-se que a medida que se refina a malha a quantidade de energia absorvida cai consideravelmente. O mesmo ocorre com P_m e P_{max} . Conforme indicado, o resultado é dependente dos detalhes geométricos capturados pelo modelo numérico. Considerando que o raio aplicado ao perímetro dos losangos do origami tem tamanho de 6mm (ver Figura 42), e são taxativos para garantir a estampagem, o maior tamanho de elemento capaz de capturar o raio, sem distorcer a geometria ou criar diferentes densidades de malha dentro do mesmo modelo é 6mm.

Dessa forma, os resultados obtidos com malha de 12mm, 10mm e 8mm geram distorções na geometria ou diferentes densidades de malha no componente, afetando diretamente os resultados que chegam a variar até 30% em relação a malha de 6mm. Analisando os resultados com malha de 3mm, a variação foi menor, em torno de 10% quando comparada com a malha de 6mm. Levando em conta o tempo computacional que é 2,4x maior para a malha com 3mm, foi definido que o melhor custo benefício é o tamanho médio de elemento de 6mm.

4.2.2 Resultados de diferentes velocidades de aplicação do carregamento

Conforme descrito na seção de Materiais e Métodos, o componente foi testado para as duas velocidades extremas do espectro possível de ser verificado no teste físico, 0,042 m/s e 15,34 m/s.

A Tabela 16 apresenta o resumo dos principais resultados. Conforme previsto o material se comporta de forma mais rígida, P_{max} apresentou aumento de 28%, P_m de 12% e a energia absorvida foi 56% maior. A Figura 82 apresenta a deformação final para ambas as peças e é possível ver a formação padrão dos lóbulos do modo octogonal, o tempo é indicado em ms. É possível concluir ainda que em ambos os casos o componente se comportou de forma estável

e, apesar das diferenças ocasionadas pelo comportamento do material, a velocidade de aplicação da carga pode ser mantida constante e em níveis mais baixos.

Tabela 16 - Resumo do e feito da velocidade de aplicação do carregamento na *crash box* Origami (Próprio autor)

Velocidade (m/s)	0,042	15,34
<i>P_{max}</i> (KN)	62,1	80
<i>P_m</i> (KN)	45,5	51
Energia (J)	7554	11850
Modo octogonal	SIM	SIM

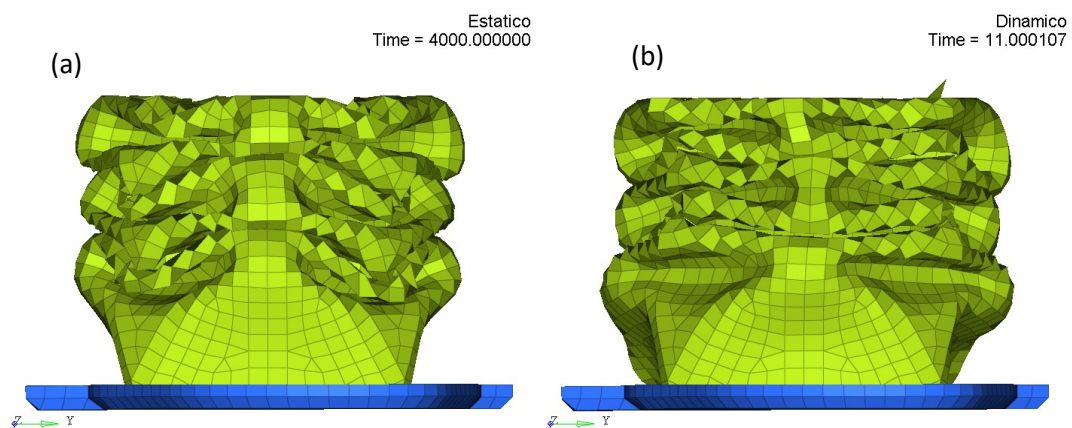


Figura 82- Deformação final do *crash box* origami com duas diferentes velocidades de carregamento.

(a) Estático = 0,042m/s, (b) Dinâmico = 15,34 m/s.

4.2.3 Resultados para diferentes representações da solda GMAW, alturas do flange de soldagem e distribuição do cordão de solda

Conforme visto da Seção 4.2.2 o comportamento da crashbox se mostrou estável e o modo de colapso oactogonal foi observado para ambas taxas de deformação analisadas. Dessa forma, todos os resultados dos tópicos seguintes, consideram a velocidade de compactação constante em 0,042 m/s.

A divergência nos resultados encontrados para as variáveis estudadas, justificam a necessidade de especificação correta e representação adequada da junta soldada. As análises seguem em ordem, definindo inicialmente a representação da solda no modelo numérico, em seguida à altura do flange de soldagem e na sequência a otimização de posição e comprimento dos cordões de solda.

A Tabela 17 apresenta o resumo dos resultados encontrados com as diferentes representações do cordão de solda. O tempo de processamento apresentou diferença significativa apenas para o “Beam MAT100” devido necessidade de redução do “*time step*” de integração ajustando-o ao tamanho de elemento da solda, o que torna essa modelagem proibitiva.

A força máxima apresentada pela longarina antes de iniciar o seu estado de deformação estável, o P_{max} , se mostrou pouco afetado pela representação do cordão, com variação máxima de 8,9% sendo o cordão mais rígido (NBRs) o de maior P_{max} . O P_m apresentou maiores diferenças e está diretamente ligado a formação dos lóbulos de deformação, chegando a apresentar até 16% de variação. Analisando a energia absorvida para a modelagem utilizando elementos de casca (SHELL) a variação foi de apenas 1,4%.

Tabela 17 - Tabela resumo diferentes representações numéricas do cordão de solda (Próprio autor)

	NBRs	Beam MAT100	SHELL ELE2	SHELL ELE16
CPU Time (48cpus)	1:11:00	5:15:00	1:25:00	1:30:00
Pmax (KN)	69,2	63,5	64,6	64,5
Pm (KN)	50,3	52,5	45,3	45,6
Energia (J)	7751	21989	6501	6593
Modo octogonal	SIM	NÃO	SIM	SIM

A Figura 83 apresenta a deformação final do crash box origami para as diferentes modelagens do cordão de solda. Apenas a “Beam MAT 100” não apresentou modo de deformação octogonal e teve comportamento instável. Para cada modelagem da junta soldada uma diferente rigidez foi introduzida no sistema, o que alterou levemente formação dos lóbulos. No entanto, o comportamento se mostrou estável dentro do característico modo octogonal.

Dessa forma, considerando a possibilidade de representar as propriedades mecânicas do cordão de solda e com objetivo de reduzir os modos espúrios de deformação, optou-se por utilizar a quarta opção “SHELL ELE16” para representar o cordão de solda.

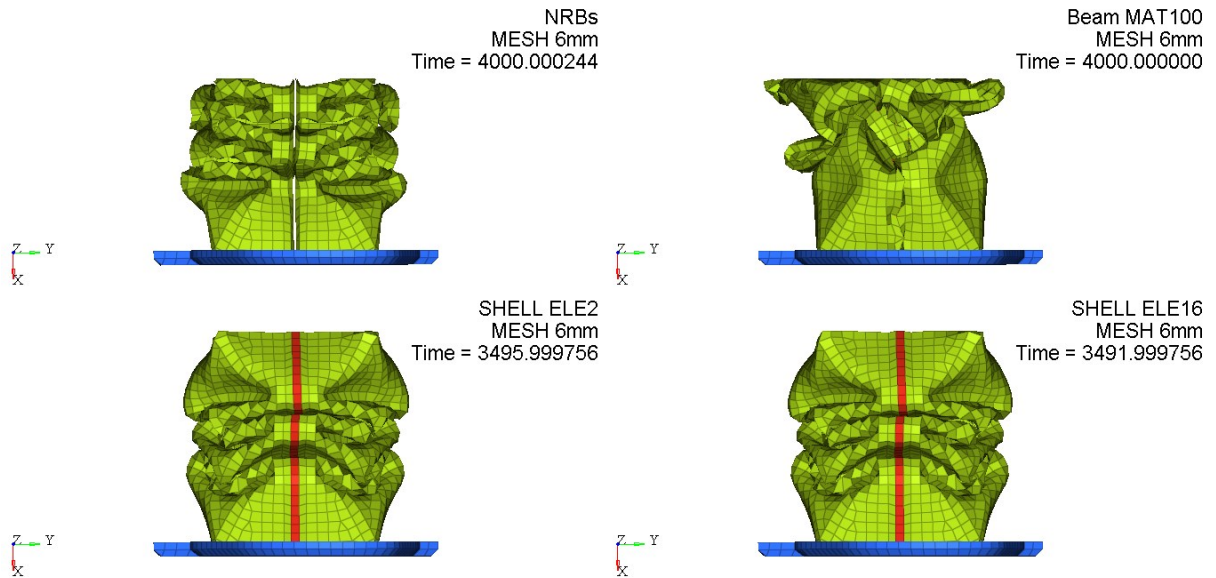


Figura 83 - Deformação final crashbox Origami para diferentes modelagens do cordão de solda (Próprio Autor)

A partir do resultado anterior, foi executado o estudo para a flange de soldagem. A Tabela 18 apresenta o resumo dos resultados obtidos para diferentes tamanhos de flange. Foi possível identificar um ponto crítico para a flange de 3mm de altura, em que não ocorre o modo octogonal e a força se apresentou 21% menor, caracterizando o modo simétrico de deformação.

Foi possível ainda comprovar o efeito de reforço que a flange exerce sobre a face lateral do componente. A medida que se eleva o tamanho do flange, acima de 3mm, a força P_{max} e a energia absorvida também aumentam.

Tabela 18 - Tabela resumo dos resultados obtidos para diferentes alturas de flange de solda (Próprio autor)

Altura Flange (h)	2mm	3mm	4mm	5mm
CPU Time (48cpus)	1:15:06	1:29:20	1:27:37	1:26:23
P_{max} (KN)	65,7	68,9	71,4	74,8
P_m (KN)	45,9	36	44,9	42,8
Energia (J)	6593	6460	8084	8211
Modo octogonal	SIM	NÃO	SIM	SIM

A Figura 84 apresenta a deformação final para diferentes alturas de flange. Conforme indicado anteriormente a flange com altura de 3mm não permitiu a ocorrência do modo octogonal, para as demais configurações a ocorrência dos lóbulos teve sequência e quantidade de deformação específicas, dependendo do balanço de rigidez imposto pelo flange, mas sempre octogonal.

É possível perceber que para a flange de 2mm a região inferior do *crash box* não se deformou, enquanto para os flanges de 4mm e 5mm, surgiu um lóbulo a mais na região inferior próximo a placa. Tal efeito não era esperado visto que não existe um módulo completo de origami na região, apenas metade, de forma a rótula plástica formada não é função da geometria pré-conformada do componente e sim do balanço de rigidez criado pelo flange. Vê-se aqui espaço para trabalhos futuros de evolução do modo de deformação octogonal uma vez que o comportamento é inesperado, porém benéfico.

O lóbulo adicional formado devido os flanges de 4mm e 5mm resultaram em 25% a mais de energia absorvida quando comparado ao flange de 2mm. No entanto elevaram também P_{max} que apresentou 13,8% a mais de força para iniciar a deformação.

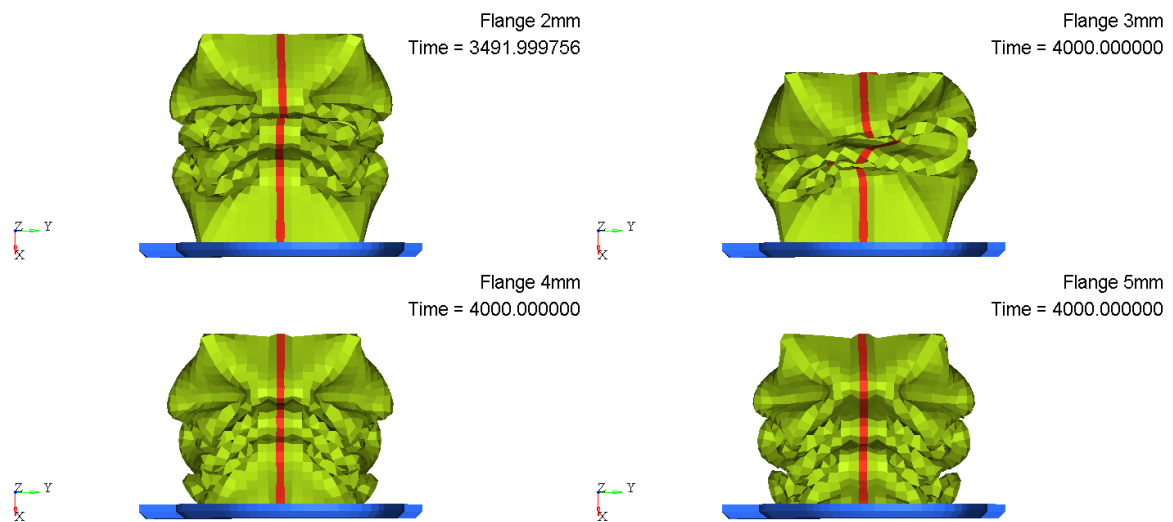


Figura 84 - Resultado final da compressão do *crash box* origami com diferentes alturas do flange de solda (Próprio autor)

Conforme discutidos em seções anteriores, uma elevada carga inicial de colapso P_{max} não é desejada, uma vez que acarreta incremento do pulso de desaceleração e exige que a estrutura em que a *crash box* se apoia seja reforçada o suficiente para suportar o esforço inicial maior. Dessa forma, optou-se pelo flange de 2mm que necessita de menor esforço para entrar em regime permanente e absorver energia.

Fixados os parâmetros de altura do flange de soldagem e representação do cordão, foi executado então o DOE para definição da melhor distribuição, comprimento e posicionamento dos cordões de solda.

Das 36 análises executadas, 9 apresentaram resultados satisfatórios quanto ao modo de deformação octogonal, absorção de energia de magnitude similares e forças P_m e P_{max}

Dessa forma foi selecionado como distribuição final a configuração do “Teste 03” que apresentou P_{max} similar aos demais, P_m acima da média e conseqüentemente maior energia absorvida. A formação dos lóbulos e a presença das rótulas plásticas sobrepostas característica do modo octogonal são a principal justificativa para a maior absorção de energia. A Figura 85 apresenta a distribuição final dos cordões de solda. O primeiro e último cordões possuem 40mm e se iniciam nas bordas da peça. Os demais cordões têm 25mm de comprimento e são posicionados na tangente dos raios de cada pico de cada módulo do origami. A Figura 86 apresenta a sequência até a deformação final para essa configuração, é possível identificar a formação estável dos lóbulos.

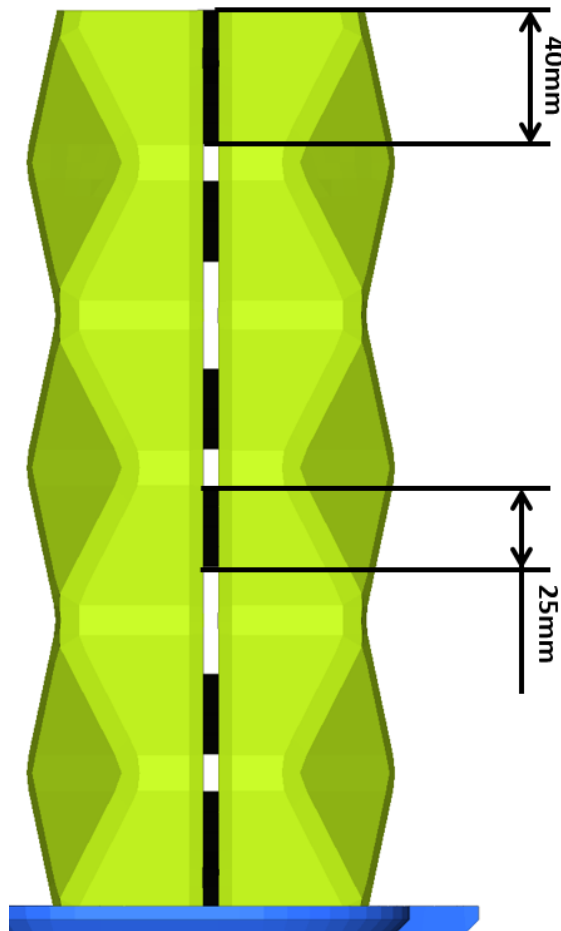


Figura 85 - Distribuição final cordões de solda GMAW. (Próprio autor)

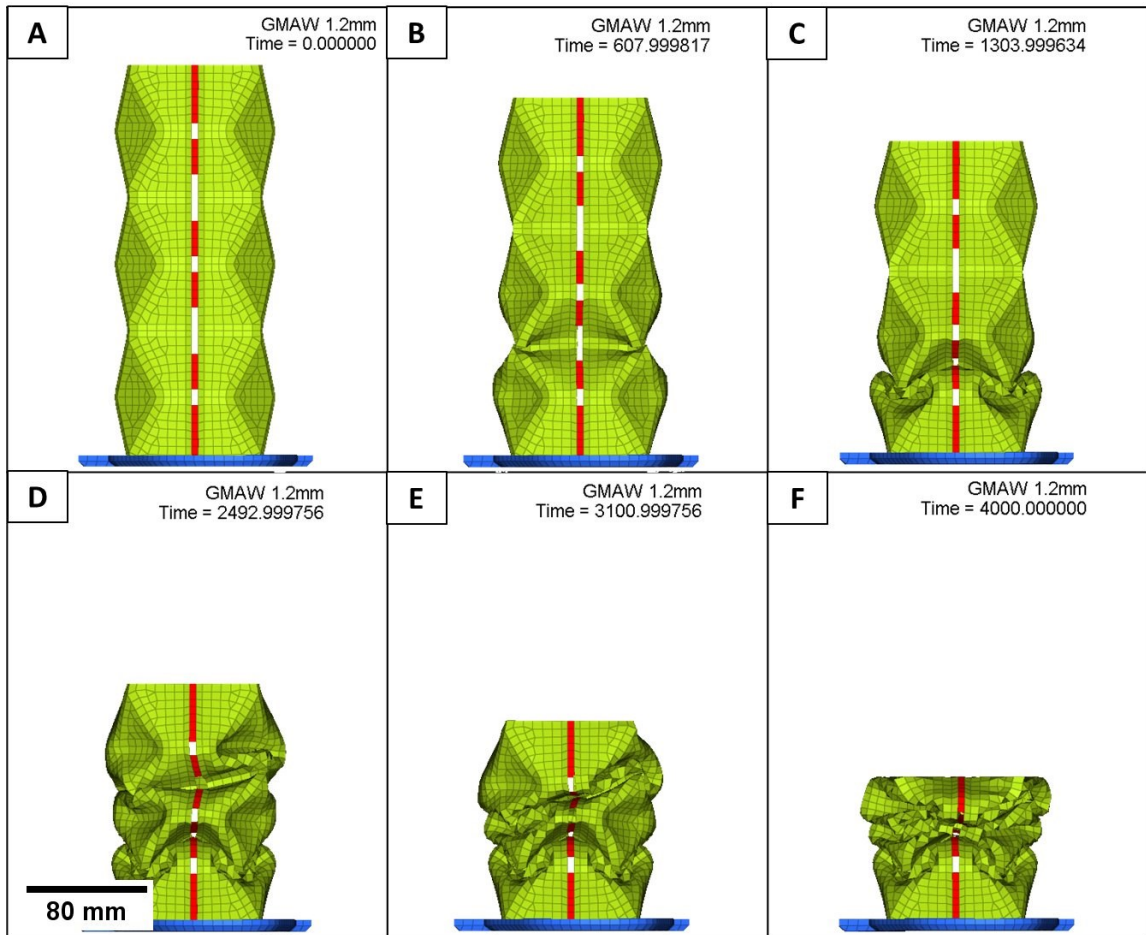


Figura 86 - Deformação final do *crash box* origami com a distribuição de soldas GMAW selecionada. (Próprio autor)

4.2.4 Resultados para diferentes representações da solda RSW, recortes do flange de soldagem e distribuição dos pontos de solda

Conforme especificado na seção de Materiais e métodos foram analisadas duas diferentes modelagens para a soldagem RSW, diferentes combinações de recortes no flange de soldagem além do posicionamento e quantidade dos pontos de solda.

A Tabela 21 apresenta os resultados encontrados para ambas as modelagens. A quantidade de energia absorvida é significativamente diferente, cerca de 3 vezes maior com a modelagem dos pontos de solda em elemento “*beam*”. Infelizmente o resultado não tem sentido físico e ocorre devido ao tamanho reduzido dos elementos que representam a solda. Para que o modelo se mantenha estável e respeite o critério da velocidade de propagação de onda, foi realizado pelo Ls-Dyna adição de massa (*mass scale*) em excesso e gerou diversas instabilidades, alterando o balanço energético do modelo e afetando inclusive o tempo de processamento.

Tabela 21 - Comparativo dos resultados de compressão do *crash box* origami para diferentes representações do ponto de solda RSW. (Próprio Autor)

Modelo	Beam	Hexa
Tempo CPU	6:48	1:49
Pmax (KN)	90,1	91,8
Pm (KN)	45,3	46,7
Energia (J)	30265	8870
Modo octogonal	NÃO	NÃO

Diversos artifícios poderiam ser utilizados com objetivo de solucionar o problema gerado pelo tamanho dos elementos de solda “*beam*”. A redução em 100 vezes o incremento de integração, a redução fictícia do módulo de elasticidade do material de solda ou ainda incremento fictício da densidade do material dos pontos de solda são alguns exemplos. No entanto, tendo em vista que os resultados apresentados pela modelagem em elemento sólido hexa se mostraram coerentes, com tempo computacional aceitável, foi decidido utilizar esta nos estudos seguintes.

A Figura 87 apresenta ambas *crash box* deformadas após o teste. Nenhuma apresentou o modo octogonal, independente da modelagem dos pontos de solda. É possível perceber que a altura de flange requerida para a aplicação da solda atua como um reforço, enrijecendo a face lateral do componente e impedindo que este se deforme do modo esperado. Outras alternativas de recortes nos flanges e distribuição das soldas são analisadas em seguida, o objetivo é atingir o modo octogonal e garantir máxima eficiência na absorção de energia.

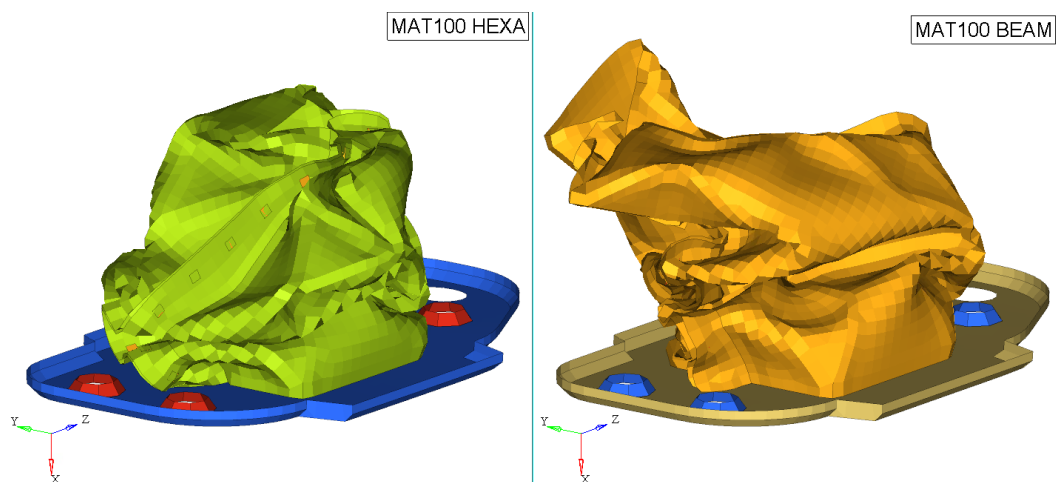


Figura 87 – Comparativo teste de compressão do *crash box* origami soldada com RSW modelados em “*beam*” e “*hexa*”. (Próprio Autor)

Quanto aos recortes no flange de soldagem, conforme indicado na Tabela 22 nenhuma das configurações foi capaz de apresentar o modo octogonal. No entanto, se comparado a configuração sem nenhum recorte no flange, todas as demais opções com recortes apresentaram melhorias. A condição que melhor P_{max} , onde menor é melhor, foi o Teste 3 com todos os recortes aplicados, atingindo P_{max} a 78,9 KN. A condição de melhor P_m , onde maior é melhor, foi com recortes apenas nos vales do origami do Teste 2, chegando P_m a 47,3 KN.

Tabela 22 - Resultados teste de compressão para diferentes recortes no flange de soldagem RSW do crash box origami. (Próprio Autor)

	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
P_{max} (KN)	103,9	91,6	78,9	89,2
P_m (KN)	40,5	47,3	36,7	34,7
Energia (J)	6267	8626	8912	8701
Modo octogonal	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

A maior absorção de energia foi apresentada pela condição de menor P_m , o que é incongruente com o esperado. Isso se deve ao fato do comprimento útil do crash box ter sido deformado em um único lóbulo, que apresentou força baixa e quase constante por um longo tempo. Dessa forma a maior parte da energia foi absorvida pelas interações de atrito entre os flanges durante a deformação, uma segunda parcela por esse único lóbulo formado. A Figura 88 apresenta as forças medidas na base de cada *crash box*. Este fenômeno ocorreu para os testes 3 e 4.

Dessa forma, como um resultado preliminar ainda sem otimização da distribuição de soldas, a melhor opção de flange para absorção de energia através de deformação plástica se torna o Teste 2, que apresentou a curva de força mais estável, P_m mais elevado e maior número de lóbulos de deformação gerados. A Figura 89 apresenta a deformação final para este teste.

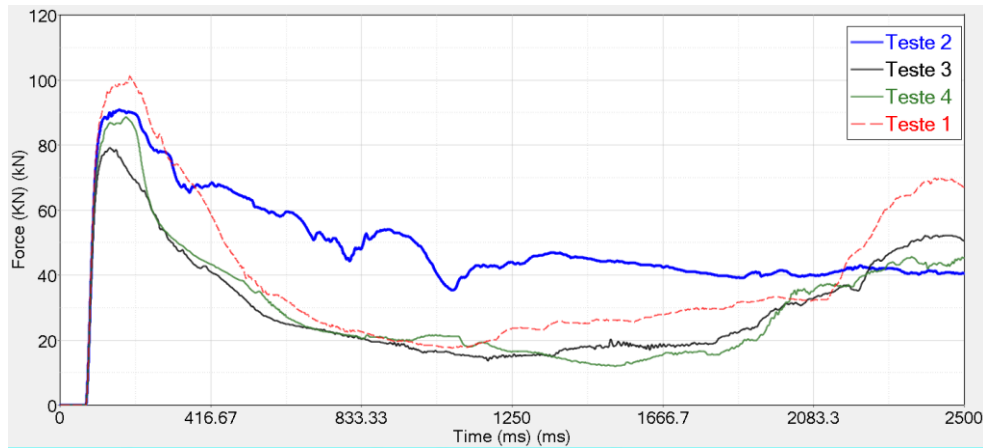


Figura 88 - Curva de força medida na base do *crash box* para diferentes configurações do flange de soldagem RSW. (Próprio Autor)



Figura 89 - Deformação final do Teste 3. (Próprio Autor)

A partir dos resultados anteriores, em que foi definida a representação numérica da solda e os recortes do flange para maior estabilidade, foi executado o DOE para determinar o melhor posicionamento e quantidade de pontos de solda. A Tabela 23 apresenta a configuração dos testes cujos resultados são mais relevantes, onde “1” indica a presença do grupo de solda e “0” representa a ausência. Para simplificação da técnica construtiva, o Grupo 01 foi mantido sempre presente.

Tabela 23 - Configuração de distribuição de solda nos testes mais relevantes. (Próprio Autor)

		Teste 01	Teste 02	Teste 03	Teste 04	Teste 05	Teste 06
	Group 01	1	1	1	1	1	1
	Group 02	1	1	1	1	1	0
	Group 03	0	0	1	1	0	1
	Group 04	1	1	1	1	1	1
	Group 05	1	0	1	0	1	0
	Group 06	0	0	1	0	1	0

Dos testes apresentados, apenas os testes 2 e 6 respeitam a distância mínima entre os pontos de solda, critério que visa evitar fuga de corrente. A Tabela 24 apresenta o resumo dos resultados encontrados. É possível perceber que a variação de P_{max} é desprezível, o que indica que a carga inicial de colapso sofreu pouca influência das distribuições de solda e se encontra mais fortemente vinculada a geometria do componente.

Tabela 24 - Resumo dos resultados encontrados para diferentes distribuições dos pontos de solda RSW no *crash box* origami (Próprio Autor)

	Teste 01	Teste 02	Teste 03	Teste 04	Teste 05	Teste 06
P_{max} (KN)	89,9	89,2	89,7	89,4	90,5	90,1
P_m (KN)	48,3	33	52,6	51,2	54,1	40,8
Energia (J)	8971	6618	8626	9804	9102	7714
Modo octogonal	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

A carga média P_m e a energia absorvida apresentaram maiores divergências dependendo da distribuição das soldas. No comparativo entre o Teste 02 e o Teste 05 P_m apresentou diferença de 39% e a energia absorvida de 27%. É interessante notar que o Teste 03 que possui maior quantidade de soldas não apresentou a maior energia absorvida, o Teste 04 com quantidade intermediária de soldas apresentou 7% a mais de energia absorvida, o que indica a possibilidade das soldas guiarem o modo de deformação. Em nenhum dos 25 casos analisados o modo octogonal se manifestou.

Devido às limitações atuais no processo de soldagem RSW que está sendo empregado neste trabalho, onde altura de aba e distância mínima entre os pontos de solda devem ser respeitados, o Teste 06 representa a melhor opção mesmo não manifestando o modo octogonal. O Teste 06 apresentou 14% a mais de energia absorvida e P_m 19% maior que o Teste 02, para uma carga P_{max} consideravelmente similar.

A Figura 90 apresenta a sequência de deformação do *crash box*. É possível notar a tendência de formação do primeiro lóbulo se formando na união entre o módulo superior e o módulo central do origami. O mesmo ocorre na intercessão entre o módulo central e inferior. O posicionamento do recorte no flange na interseção dos lóbulos favorece essa deformação inicial.

É possível notar ainda as rótulas plástica perimetrais se formando dentro dos módulos, no entanto estas não seguem a diante e são interrompidas pela rigidez do flange de solda. A eliminação dos pontos de solda nessas regiões não foi suficiente para garantir a formação

estável dos lóbulos internos de cada módulo do origami. Como resultado, o componente se deforma absorvendo uma quantidade relativamente alta de energia, porém, de forma caótica.

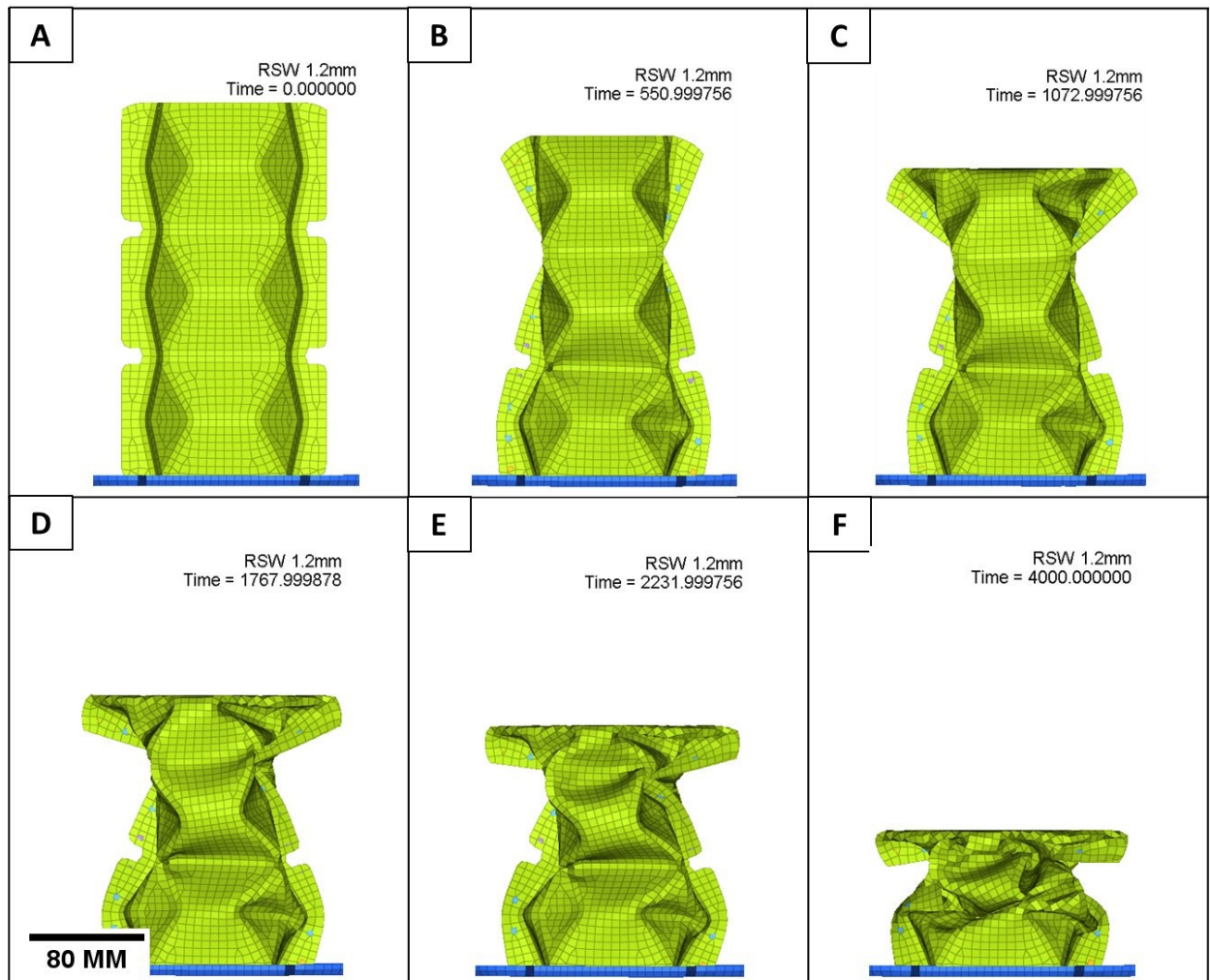


Figura 90- Sequência de deformação origami *crash box* soldada com RSW (Teste 06). (Próprio Autor)

4.2.5 *Crash box* origami versus tubo quadrado

Comparando os resultados do teste de compressão de um tubo de seção quadrada com parede fina e sem costura com os do *crash box* origami também sem costura é possível identificar a formação de mais lóbulos devido a geometria origami. Para que seja possível a comparação o tubo e a *crash box* origami possuem a mesma espessura de 1,2mm, o mesmo material e seção transversal. O teste foi executado com as mesmas condições iniciais e de contorno utilizadas nas seções anteriores.

Para o tubo quadrado o modo de colapso é simétrico e as interseções entre a rótula plástica móvel com a rotula plástica perimetral ocorre apenas nas 4 arestas do tubo. Isso ocorre pois a

rotula plástica móvel se propaga apenas nas arestas do tubo. Para cada intercessão é criado então um lóbulo de deformação que desencadeia o regime estável de deformação, em que a força pode ser caracterizada pela carga média P_m . Na Figura 91 é possível ver os lóbulos formados ao final da simulação

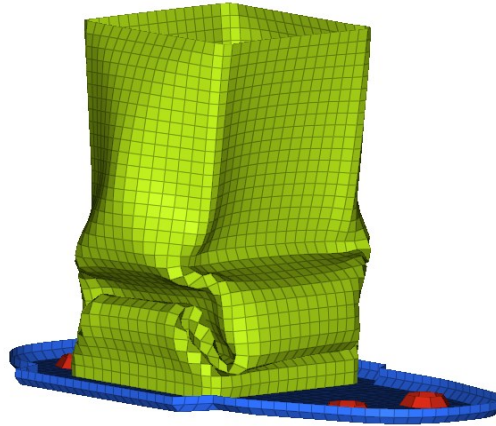


Figura 91 - Tubo quadrado de parede fina, sem costura em simulação de compressão. (Próprio Autor)

A Figura 92 apresenta a curva de força medida na base do tubo quadrado durante o teste. É possível perceber que existe uma considerável diferença entre os valores de P_{max} e P_m , respectivamente 34,8 kN e 91,3 kN. Sendo que a energia absorvida foi de 5686,9 J. Todo esse vale existente entre o pico de força do colapso inicial e a carga média em que o componente continua se deformando pode ser considerado como oportunidade para absorver mais energia. Esse incremento de eficiência seria realizado elevando a carga média P_m . Da mesma forma, é desejável que se reduza a carga máxima P_{max} para que não seja necessário reforçar a estrutura em que a crashbox é apoiada.

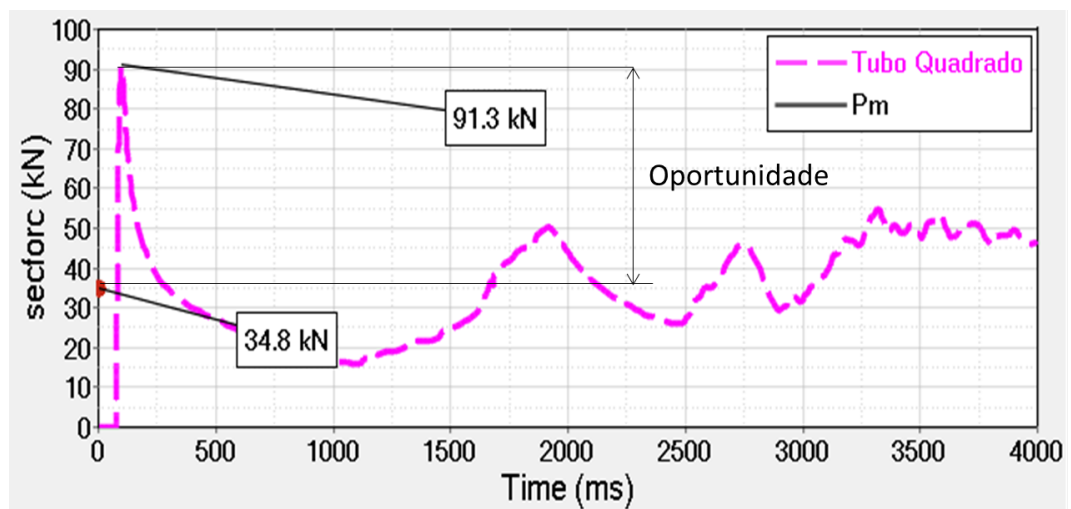


Figura 92 - Força no tubo quadrado durante a simulação (Próprio Autor)

Para a *crash box* origami temos a geometria favorecendo a ocorrência das rotulas plásticas móveis uma vez que, cada aresta do tubo quadrado se torna duas arestas do losango de cada módulo do origami. O ângulo de inclinação entre as faces do losango garante a formação da rótula plástica perimetral, assim a formação dos lóbulos ocorre em paralelo para cada aresta do losango.

A Figura 93 apresenta o comparativo entre os dois componentes deformados. Do lado esquerdo a *crash box* origami apresenta um maior número de lóbulos, menores e mais uniformes, de forma que o comprimento útil do *crash box* é mais bem utilizado para absorção de energia que é característica do modo octogonal. Do lado direito tem-se o tubo quadrado que forma apenas dois grandes lóbulos. Um terceiro lóbulo é iniciado, mas não possui comprimento disponível suficiente para se formar. Devido à relação entre baixa espessura da chapa e ao tamanho da seção transversal, o tubo quadrado não consegue garantir estabilidade e não mantém o padrão de deformação até o fim.

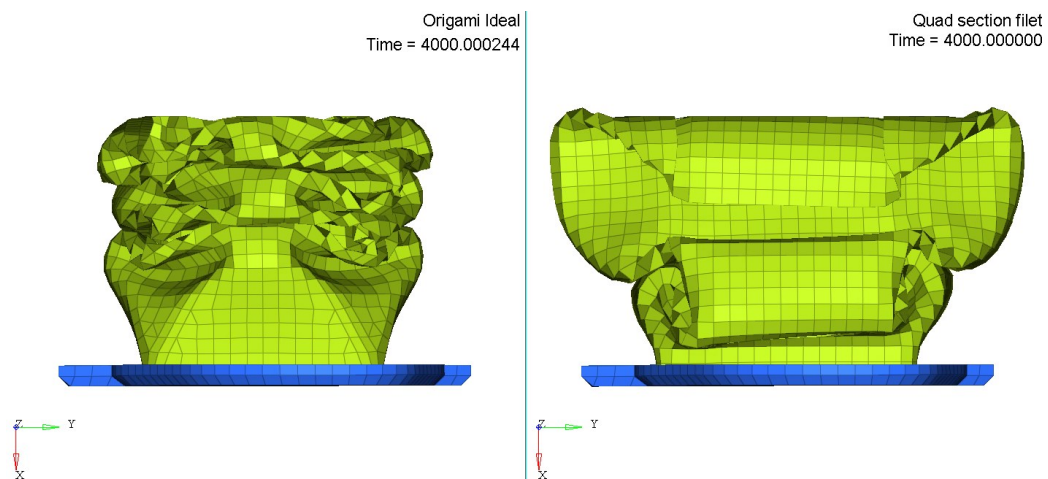


Figura 93 - Comparativo da deformação de um tubo quadrado de parede fina versus a *crash box* origami (Próprio Autor)

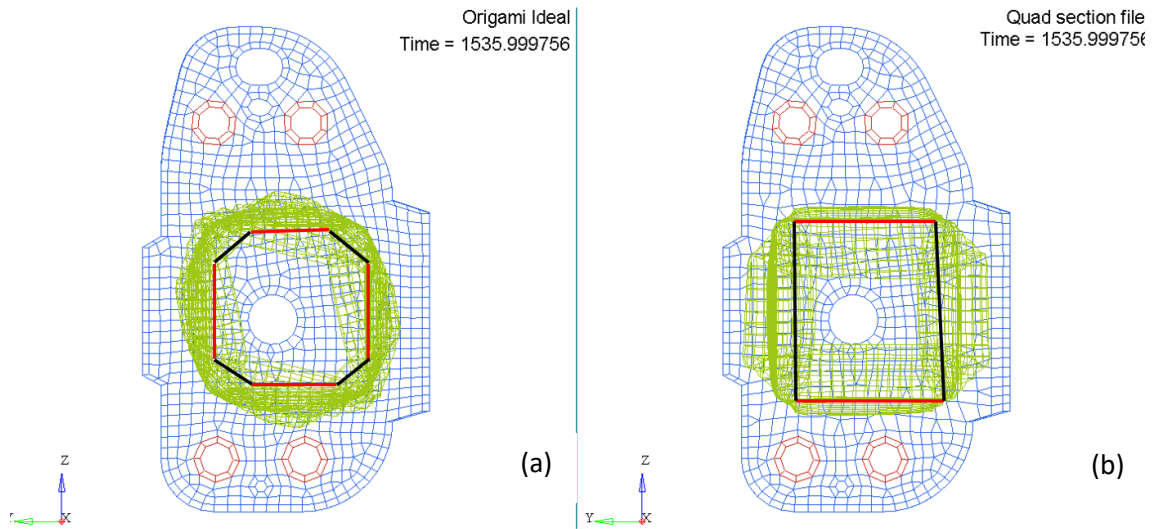


Figura 94 - Linhas características do modo de deformação. a) Octogonal e b) Simétrico (Próprio Autor)

A Figura 95 apresenta o comparativo das forças entre os componentes. O *crash box* origami apresentou diversos pontos positivos como uma redução da carga máxima de 91.3 kN para 63.3 kN, uma carga média 25% maior e como resultado do modo octogonal tem-se uma energia absorvida de 7149.3 J, o que significa um incremento de ~26% em comparação com o tubo quadrado.

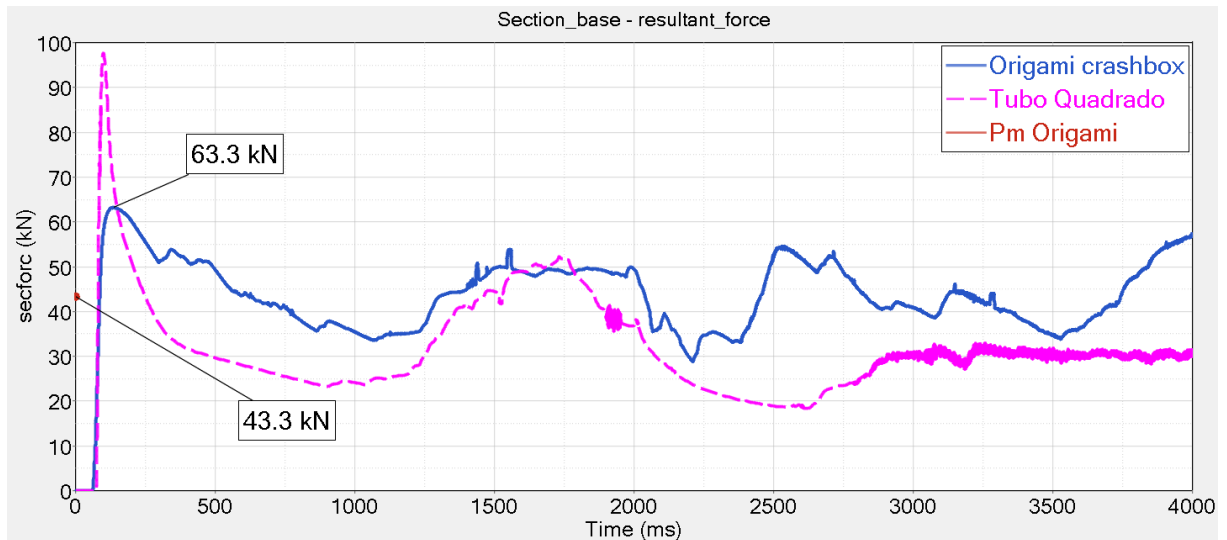


Figura 95 – Comparativo das curvas de força entre o tubo quadrado de parede fina e a crashbox origami (Próprio Autor)

4.3 Efeito da junta soldada no comportamento do *crash box* origami

Conforme já discutido na Seção 4.2.3, a junta soldada afeta diretamente o modo de deformação do *crash box* e pode levar a maior ou menor absorção de energia e curva de força característica.

Nessa seção estão resumidos os resultados virtuais obtidos para um *crash box* origami costura, a *crash box* soldada com tecnologia GMAW cujo posicionamento e comprimento dos cordões foi otimizado e também, o *crash box* soldado com tecnologia RSW cujo a posição e quantidade dos pontos de solda foi estudado. A título informativo foi adicionado ao comparativo um tubo quadrado sem costura de paredes com espessura de 1.5mm, 25% maior que das *crash box* origami. A Tabela 25 apresenta os resultados para as condições estudadas.

Tabela 25 - Resumos melhores resultados virtuais para cada condição de soldagem. (Próprio autor)

Condição	Tubo Quadrado 1.5mm	Origami Ideal 1.2m	Origami GMAW 1.2mm	Origami RSW 1.2mm
<i>P</i>max (KN)	128,3	63,3	61,5	90,1
<i>P</i>m (KN)	34,7	43,3	44,9	40,8
Energia (J)	7012,7	7149,3	8577,7	7714,3
Modo	Simétrico	Octogonal	Octogonal	Caótico

A força máxima *P*max para cada longarina variou de forma significativa. Conforme já discutido anteriormente, quanto menor a força máxima melhor. Dessa forma, o melhor desempenho foi apresentado pela “Origami GMAW” que devido a distribuição de cordões de solda conseguiu reduzir em 3% o *P*max em relação a “Origami Ideal”. Este valor do ponto de vista numérico é pouco representativo, no entanto, sabendo que foi adicionado um flange de 2mm para aplicação dos cordões de solda, a simples manutenção dos resultados em relação ao “Origami Ideal” já indica que a otimização dos cordões GMAW apresentou resultados positivos.

A carga média *P*m é o principal responsável pela absorção de energia, portanto deseje-se que seja a maior possível. Nesse quesito o melhor resultado foi novamente apresentado pela “Origami GMAW”. O efeito do flange de soldagem trabalhando como reforço das faces laterais foi o maior contributo para o aumento dos valores de *P*m. Novamente a otimização dos cordões de solda se fez importante para garantir a manutenção do modo octogonal durante a deformação.

A energia total absorvida, principal medida a ser comparada, mostra claramente a maior eficiência do modo octogonal. Para a “Origami Ideal” foi apresentado um resultado ~2% melhor que um “Tudo Quadrado” com 25% a mais de espessura. Para o “Tudo Quadrado” o modo simétrico se mostrou estável. Já a “Origami GMAW” se mostrou como um avanço em relação a “Origami Ideal”, absorvendo ~20% a mais de energia. Se comparar com os resultados de um tudo quadrado de mesma seção e mesma espessura os ganhos são ainda maiores. Conforme apresentado na seção anterior, o tubo quadrado foi capaz de absorver 5686,9 J o que indica uma eficiência ~50% maior para a “Origami GMAW”.

A Figura 96 apresenta a curva de Força (KN) vs Tempo (ms) para os componentes testados. Um possível parâmetro de eficiência é diferença entre P_{max} e P_m . Aplicando esse parâmetro a menor diferença e maior eficiência é da Origami GMAW cuja diferença é de apenas ~37%. Isso se deve a um maior valor de P_m gerado pelo Origami e pelo flange de soldagem conforme discutido anteriormente. A pior eficiência foi encontrada com os tubos quadrados, cuja diferença é de ~270% para a espessura de 1,5mm.

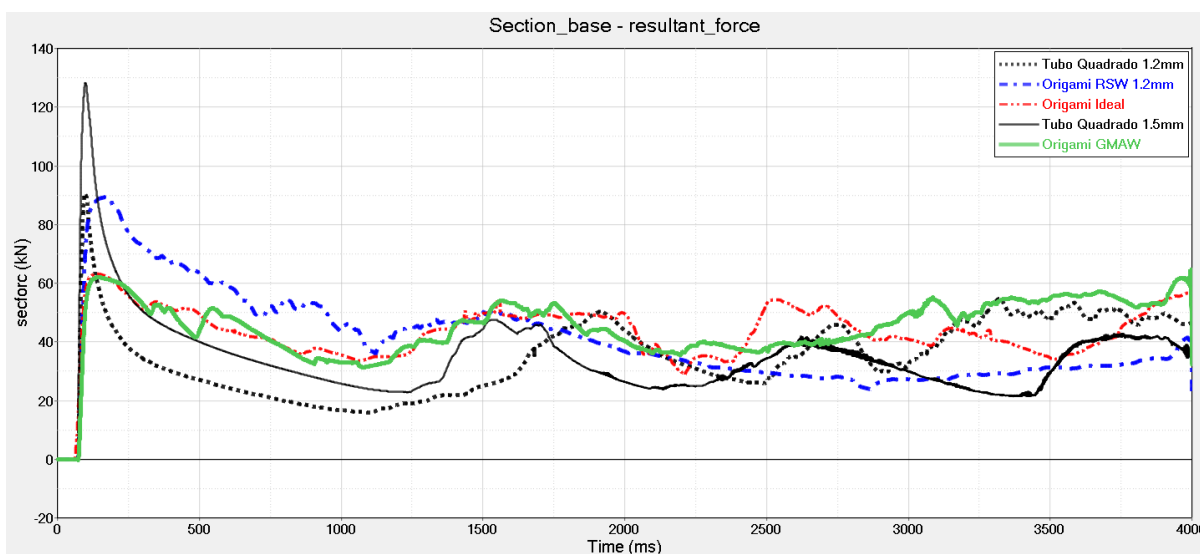


Figura 96 - Curva de Força vs Tempo para as diferentes crashebox. (Próprio Autor)

4.4 Resultados de teste físico “drop weight tower”

Conforme discutido nas seções anteriores, a estratégia utilizada para o teste é deformar a *crash box* com a energia cinética da massa que cai em queda livre até entrar em contato com o Martelo de Colisão.

O objetivo é testar o limite de cada componente quanto a absorção de energia, portanto será aplicada uma energia maior que a capacidade de absorção prevista para a *crash box*. O excedente que não será absorvido, será devolvido como energia potencial para o Martelo de Colisão. Apesar das simplificações presentes nesse raciocínio, espera-se que as perdas com atritos e eventos não considerados sejam pequenas em relação a energia total do evento.

4.4.1 Medição da velocidade teste físico

Com objetivo de garantir a quantidade de energia cinética aplicada na *crash box* foram feitos lançamentos da massa total de 107kg a partir dos 11m sob uma longarina. A intenção monitorar através do vídeo a velocidade de deslocamento da massa no instante anterior ao contato com o Martelo de Colisão.

As medições foram executadas num intervalo de 3 frames com uma taxa de 2000 fps, portanto o delta de tempo é de 1,5ms. A Tabela 26 - **Medições da velocidade no momento antes do impacto** apresenta o resultado de cada medição, executadas em diferentes pontos de medição. A média que foi considerada para o cálculo da energia cinética. Dessa forma, foram disponibilizados para deformar a *crash box* uma energia de 11310 J.

Tabela 26 - Medições da velocidade no momento antes do impacto

Medição	Velocidade (m/s)
1	14,32
2	14,91
3	14,67
4	14,26
Média	14,54

4.4.2 Resultados Origami GMAW

Foram testados 3 corpos de prova para a configuração Origami GMAW descrita anteriormente. A Figura 97 apresenta a sequência de eventos registrados pela câmera durante o teste do corpo de prova “GMAW 3”. O marcador azul indica o ponto de monitoramento na face de contato entre a *crash box* e o martelo de colisão.

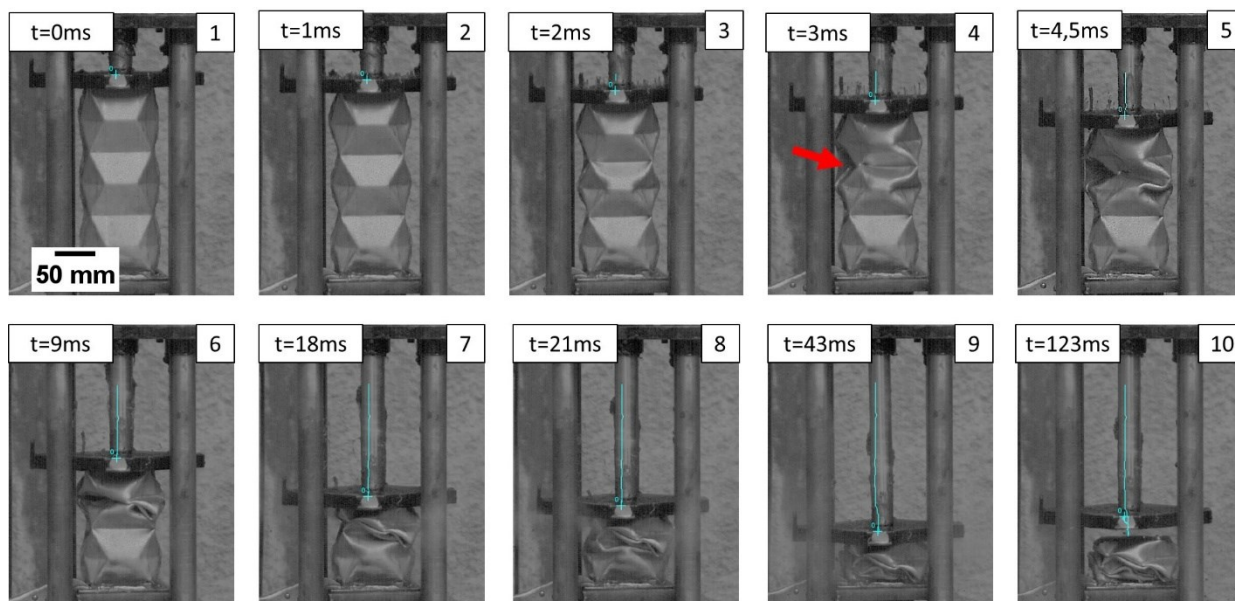


Figura 97 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami GMAW 3” (Próprio Autor)

É possível notar que até o quadro 3 da Figura 97 tem-se o comportamento ideal do origami, onde as pré-deformações e vínculos geométricos se apresentam perfeitamente. As rótulas plásticas móveis que navegam pelas arestas dos losangos interceptam as rótulas perimetrais na diagonal menor de cada losango, favorecendo a formação dos lóbulos característicos do modo octogonal.

No entanto, a partir do quadro 4 tem-se uma instabilidade entre o primeiro e segundo módulo do origami. A região instável é um raio de transição que faz o encontro do vértice do losango do primeiro módulo com segundo, portanto, supõem-se uma zona crítica de alta tensão e difícil estampagem. Essa instabilidade anula o comportamento esperado para os dois losangos dessa face. Os demais losangos dos módulos 1 e 2 se deformam conforme esperado e são visíveis nos quadros 4, 5 e 6.

A partir do quadro 7 percebe-se a deformação do terceiro módulo do origami. Nos quadros 7 e 8 é possível verificar o fechamento dos losangos inferiores, redução da aresta da face entre eles, projetando para fora o raio de transição enquanto a diagonal menor de cada losango é projetada para dentro do crash box, característico do modo de deformação octogonal.

A trajetória do ponto monitorado foi utilizada para calcular o deslocamento, velocidade e aceleração do martelo de colisão. Da mesma forma, considerando que toda a energia não absorvida pelo componente foi devolvida como energia potencial gravitacional, a energia absorvida pela *crash box* foi calculada como sendo o delta entre a energia cinética da massa em

queda livre e a energia potencial do dispositivo no ponto mais alto da trajetória após a colisão, indicado pelo quadro 10 da Figura 97 - **Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami GMAW 3” (Próprio Autor).**

Para cada teste foi absorvido ~99% da energia oferecida a crash box. Um resultado surpreendente, acima do inicialmente previsto nas simulações. A Tabela 27 apresenta os valores estimados de energia absorvida para cada teste.

Tabela 27 – Valores estimados de absorção de energia Origami GMAW (Próprio Autor)

	COMPATAÇÃO (mm)	RETORNO (mm)	ENERG. REJEITADA (J)	ENERG. MASSA (J)	ENERG. ABS FÍSICO (J)
GMAW 3	223,68	31,96	46,09	11310,52	11264,43
GMAW 6	227,53	29,61	42,70	11310,52	11267,82
GMAW 7	255,75	42,01	60,58	11310,52	11249,94

A Figura 98 apresenta a sequência de eventos do corpo de prova “GMAW 6” com foco na junta soldada. A junta soldada cumpriu a especificação para qual foi projetada, isto é, não se romper durante o teste, garantindo assim a estabilidade do crash box origami. A mesma instabilidade no raio de transição encontrada no corpo de prova “GMAW 3, foi encontrada no corpo de prova “GMAW 6”, prejudicando a ocorrência do modo octogonal para as faces do módulo 1 e 2.

Conforme se torna visível no quadro 3 e 4, a deformação ocorreu nas regiões sem solda – vales e picos do origami - previamente planejadas para reduzir a rigidez e garantir a formação da rótula plástica perimetral sem a influência do flange e do cordão de soldagem. Com a distribuição proposta de cordões de solda obtivemos os ganhos de rigidez desejados nas faces laterais onde foi adicionado o flange, região em que as rótulas plásticas móveis transitam, sem impedir a interação com a rótula perimetral.

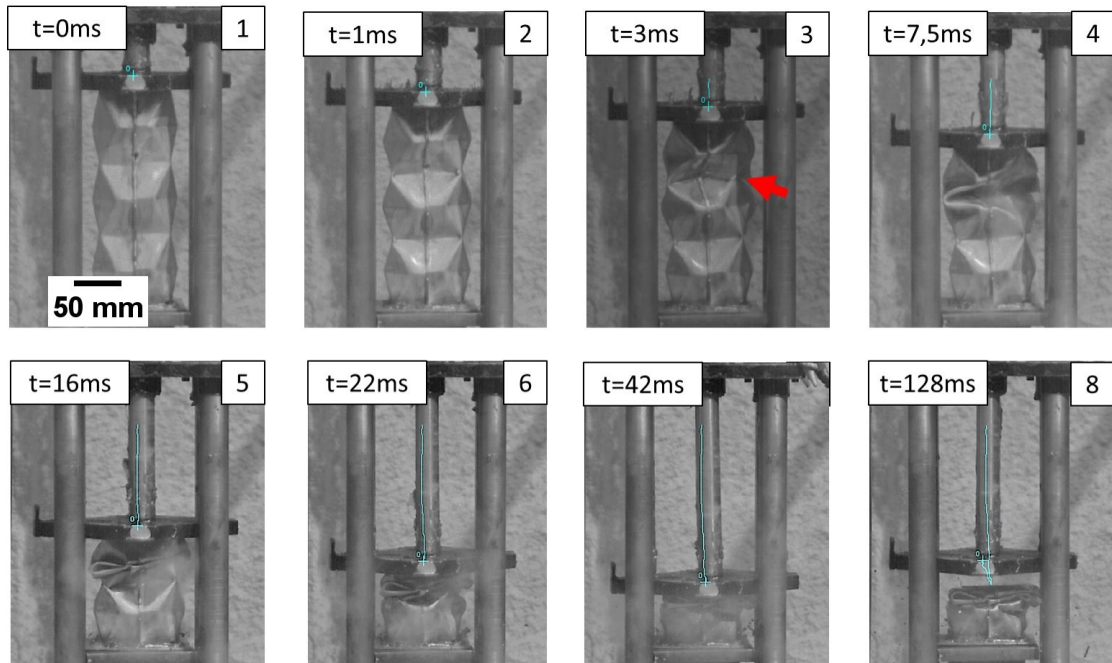


Figura 98 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami GMAW 6” – foco na junta soldada (Próprio Autor)

Outro ganho indireto, é que na região onde estão presentes os cordões de solda o principal movimento é de flexão das placas, reduzindo os esforços de tração nas pontas do cordão que são zonas críticas de resistência.

A Figura 99 apresenta o gráfico de Deslocamento vs Tempo para os três corpos de prova da Origami GMAW. É possível ver claramente o perfil de deslocamento atingindo a compressão máxima do componente em torno de 40 ms, em seguida o martelo de colisão inicia o retorno devido a energia não absorvida. A altura máxima do retorno atingida ocorre em ~110ms para os três testes, nesse momento existe um espaço entre o martelo de colisão e a longarina conforme indicado no quadro 8 da Figura 98. No instante seguinte martelo de colisão volta para a posição de contato com a crash box e fica em repouso.

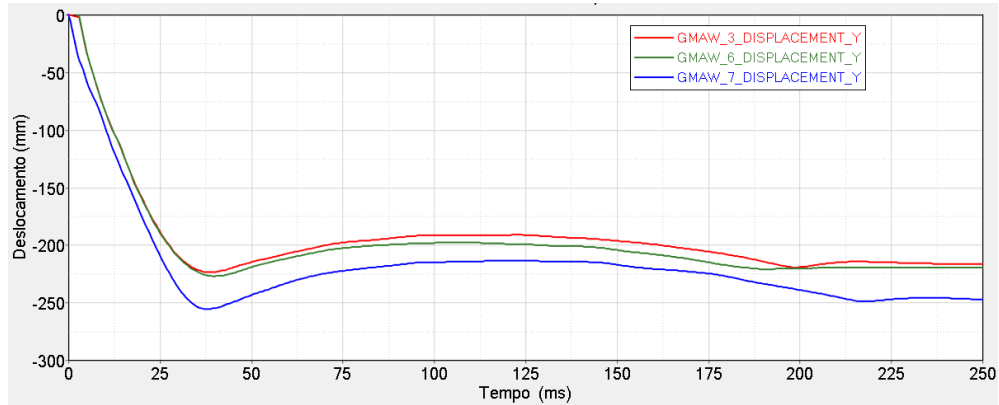


Figura 99 - Deslocamento vs Tempo do martelo de colisão durante os testes da Origami GMAW. (Próprio autor)

A Figura 100 apresenta o perfil de velocidade e aceleração, ambos em função do tempo, para os três corpos de prova da Origami GMAW. Para redução dos ruídos de medição foi utilizado o filtro SAE180 para as curvas de velocidade e aceleração. A aceleração inicial a 3ms é de -122G no instante 3 ms. Fazendo uma aproximação pela Segunda Lei de Newton, para uma massa de 157kg (massa em queda livre + massa do martelo de colisão) isso implicaria em uma força de 188 KN, o que é irreal para a longarina. Essa aceleração de magnitude tão alta pode ser explicada pela forma de aquisição dos dados, sendo possivelmente irreal. Como a medição da aceleração foi realizada com somente um ponto de controle no martelo de colisão, a medida inclui também o impacto da massa em queda livre com o dispositivo, somente esse fenômeno poderia provocar acelerações desta magnitude.

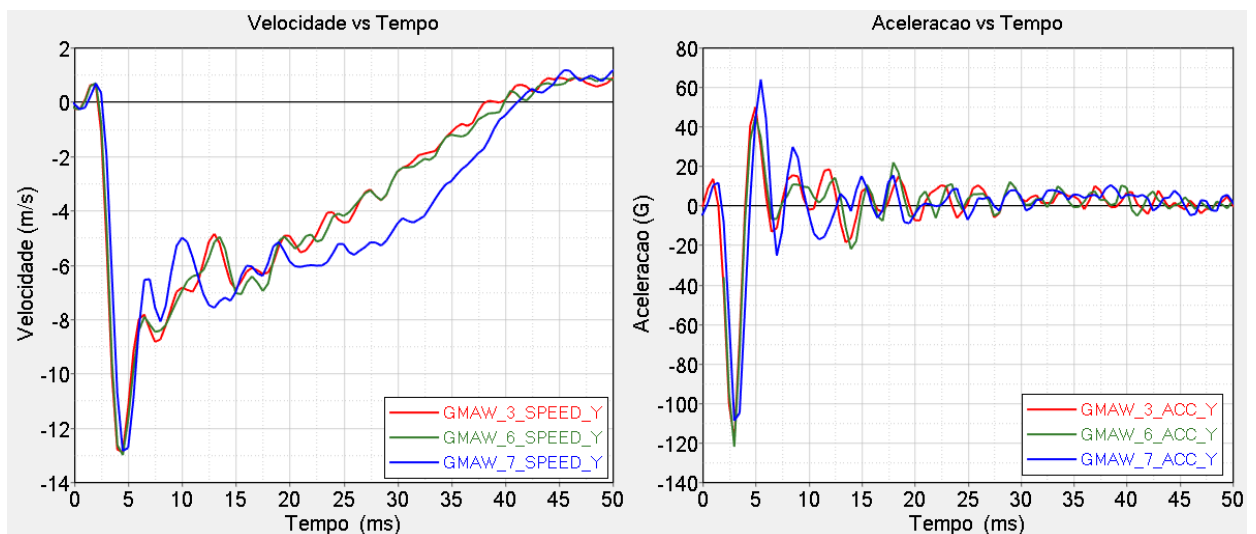


Figura 100 - Perfil de Velocidade vs Tempo e Aceleração vs Tempo para os testes da Origami GMAW (Próprio Autor)

Outro ponto importante é que se espera uma desaceleração do martelo, o que indicaria uma aceleração de sentido contrário ao medido no intervalo de tempo entre 0ms e 4ms. Devido a impossibilidade de separar os dois fenômenos com um único ponto de controle, será considerada como uma aceleração advinda da deformação do *crash box* somente a partir de 4ms, quando a aceleração cruza o eixo “X”.

A velocidade do martelo de colisão parte do repouso e se torna máxima ao atingir -13,1m/s em 4,5ms. Nesse instante deslocamento é 24,9mm, o suficiente para deformar parte dos módulos 1 e 2 do origami, conforme quadro 5 da Figura 97. Nesse momento a aceleração é positiva, isso implica que o martelo está sendo desacelerado devido a reação oferecida pelo *crash box*. No instante ~5ms desaceleração é máxima atingindo o valor de 45,4 G e a velocidade cai instantaneamente. Uma estimativa da força desenvolvida pelo *crash box* pode ser feita a partir da desaceleração medida e da massa em movimento, sendo assim a carga nesse instante igual a 69,85KN.

No intervalo de tempo entre 5ms e 7ms os lóbulos formados nos módulos 2 do origami se deformam com pouca interação entre as faces, dessa forma a aceleração se mantém em queda, indicado no quadro 6 da Figura 97.

A partir de 7ms as faces têm maior interação elevando a força que a *crash box* faz contra o movimento do martelo de colisão, percebe-se um crescente na curva de desaceleração. Em 8,5ms é atingido um platô de desaceleração que perdura até 10ms com magnitude constante de ~10G. Nesse intervalo de tempo ocorre a deformação final dos lóbulos do módulo 1 e compactação do módulo 2 conforme indicado no quadro 7 da Figura 97.

A deformação progride eliminando os espaços entre as faces e compactando os lóbulos dos módulos 1 e 2 do origami. Em 15ms os módulos 1 e 2 se encontram totalmente exauridos e a aceleração é virtualmente nula, nesse instante tem-se um aumento na velocidade instantânea do martelo de colisão saltando de -5m/s para -7m/s. Inicia-se então o carregamento do módulo 3 e a formação das rótulas plásticas que culminam em 18ms com uma desaceleração de 22G e uma carga estimada de 33,7KN. O comportamento do módulo 3 pode ser visualizado quadro 8 da Figura 97.

O módulo 3 se deforma progressivamente até 39ms quando a *crash box* atinge a máxima deformação por ela admitida e se torna um bloco rígido. Nesse instante a velocidade vai a zero e o martelo de colisão começa a retornar devido a energia não absorvida pela longarina.

A Figura 101 apresenta a deformação final do corpo de prova “GMAW 6”. Na imagem A e C percebe-se a formação dos lóbulos característicos do modo octogonal, cuja linha média dos losangos é projetada para dentro da longarina enquanto os raios de transição são projetados para fora. Na imagem B e D pode ser visualizada a instabilidade e seu efeito no comportamento da face anulando o modo octogonal nos módulos 1 e 2, inutilizando ou perdendo eficiência nessa região.

Não foram identificadas falhas catastróficas nas soldas. Mesmos nas faces mais deformadas não foram encontradas rupturas no cordão, o que foi confirmado pela análise de vídeo.

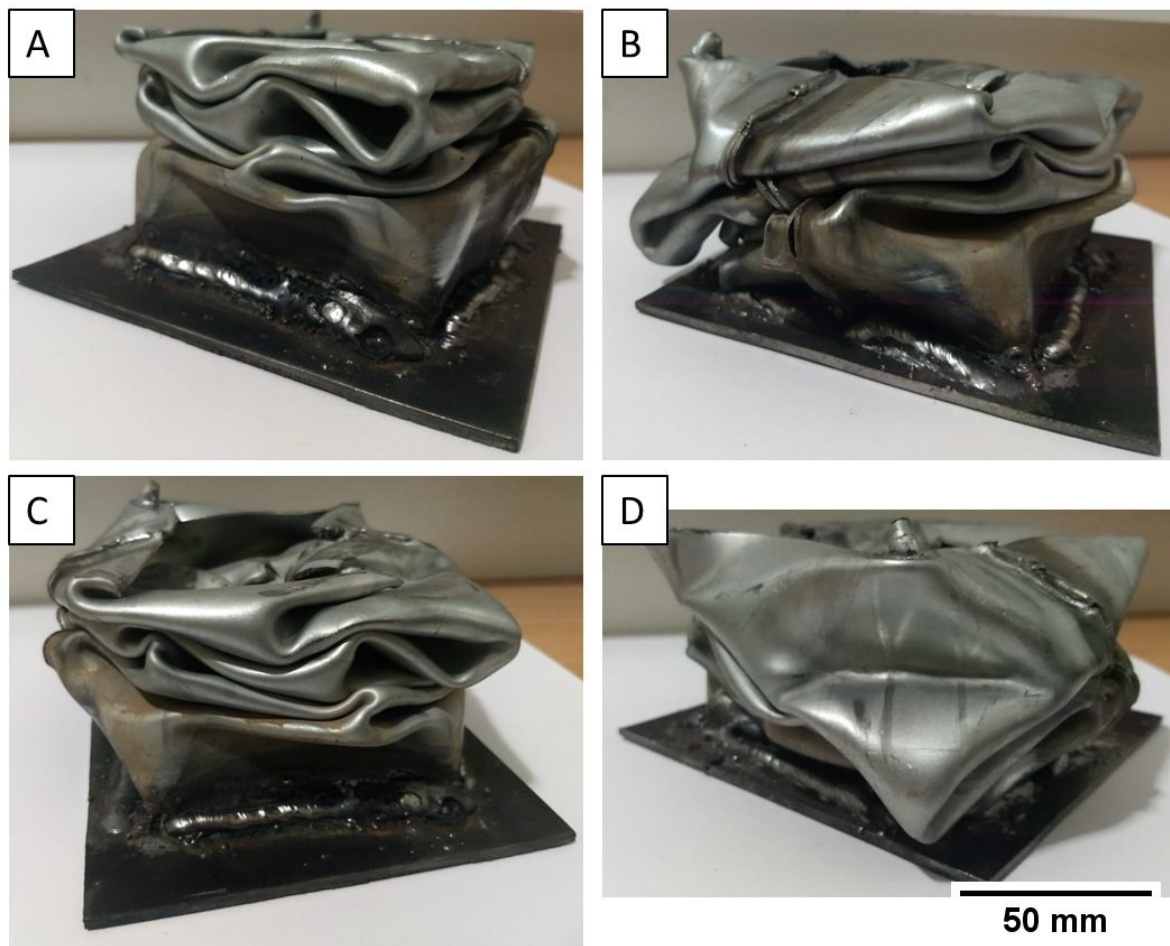


Figura 101 - Deformação final Origami GMAW 6 (Próprio autor)

O comprimento final das longarinas é de 56mm, o que representa uma utilização de 80% de todo o comprimento para absorção de energia. Tem-se como referência da literatura valores em torno de 70%. Acredita-se que esse incremento na eficiência se deve ao posicionamento e comprimento otimizados das juntas soldadas, assim como a aplicação dos parâmetros corretos que garantiram a não ruptura dos cordões e a estabilidade da estrutura durante o ensaio.

4.4.3 Resultados Origami RSW

Foram testadas 5 longarinas para a configuração Origami RSW descrita anteriormente, dos resultados disponíveis 2 foram considerados relevantes, os corpos de prova foram nomeados “RSW 4” e “RSW 5”. A Figura 102 apresenta a sequência de eventos registrados pela câmera durante o teste do corpo de prova “RSW 4”. O marcador azul indica o ponto de monitoramento na face de contato entre a crash box e o martelo de colisão.

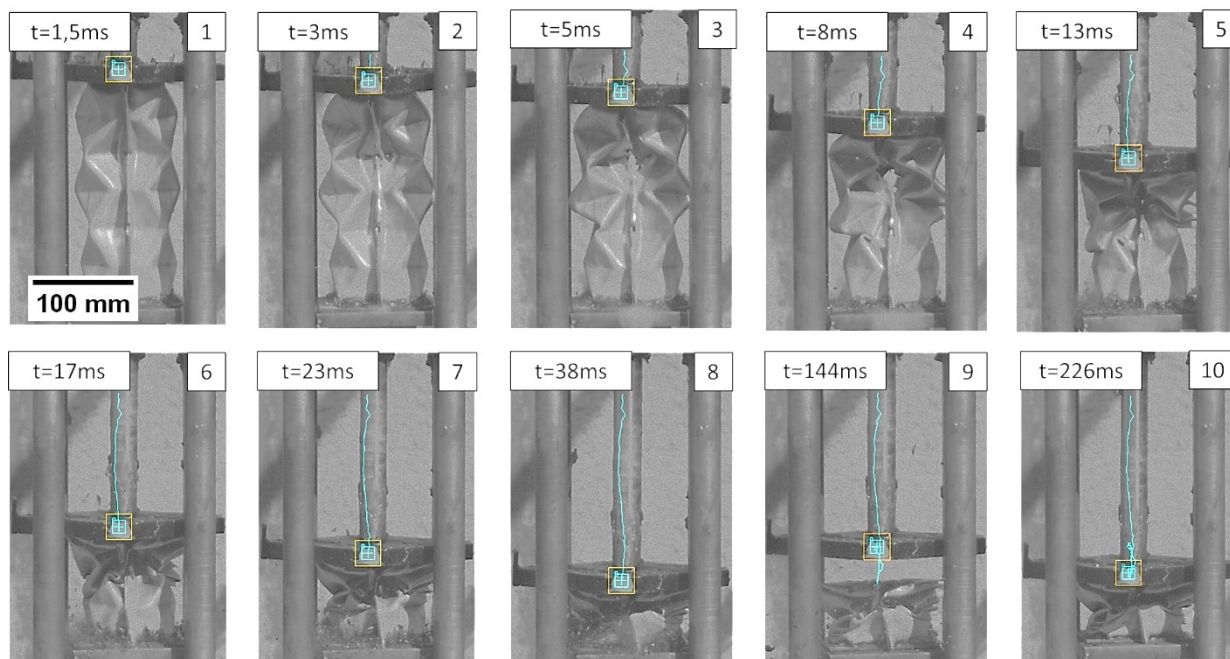


Figura 102 - Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami RSW 4” (Próprio Autor)

Conforme percebe-se no quadro 1 da Figura 102, no instante inicial do carregamento as pré-deformações e vínculos característicos do origami são realçados. No quadro 2 tem-se o início da formação das rótulas plásticas perimetrais nos losangos menores do módulo 1 e 2, é possível ver nesse momento a uma trinca que se propaga a partir do recorte no flange de solda, entre o módulo 1 e 2.

No quadro 3 percebe-se as rótulas plásticas característicos do origami totalmente formadas nos losangos do módulo 2, a partir desse momento espera-se a compactação das faces para a continuidade do modo octogonal. No entanto, ocorre a ruptura de 3 pontos de solda e verifica-se no quadro 4 o início de uma flexão lateral da longarina. As rótulas perimetrais já formadas se mantêm razoavelmente estáveis e finalizam sua compactação conforme quadro 5, perdendo a eficiência somente na transição com o módulo 3.

A partir do quadro 6 observa-se a compactação do módulo 3 que, influenciado pela deformação irregular inicial, apresentou o modo simétrico de deformação utilizando os vincos da geométricas como gatilhos para formação de lóbulos. A face lateral em que foi aplicado o flange de solda não se deformou no módulo 3 e pode ser mais uma contribuição para o modo simétrico ter se apresentado.

A mesma metodologia empregada para análise da energia absorvida nas longarinas GMAW foi aplicada aqui. A Tabela 28 apresenta a os resultados para cada corpo de prova.

Tabela 28 - Resultados absorção de energia Origami RSW (Próprio Autor)

	COMPATAÇÃO (mm)	RETORNO (mm)	ENERG. REJEITADA (J)	ENERG. MASSA (J)	ENERG. ABS FÍSICO (J)
RSW 4	226,80	45,08	65,01	11310,52	11245,51
RSW 5	223,15	39,65	57,18	11310,52	11253,34

Apesar do comportamento mais caótico, a quantidade de energia absorvida pelas longarinas RSW é muito similar ao encontrado para a GMAW, cerca de 1% de diferença. Apesar da instabilidade identificada no quadro 4 da Figura 102 - **Sequência de eventos registrado pela câmera de alta velocidade no teste da “Origami RSW 4” (Próprio Autor)**, a absorção de energia esperada pelos lóbulos 1 e 2 tende a ser elevada uma vez que as rótulas plásticas foram formadas e, após a ruptura das soldas, foram compactadas.

Alguns autores indicam ainda que a falha de pontos de solda absorve uma quantidade significativa de energia, conforme discutido por SOUSA (2018), SCHNEIDER e JONES (2003). Isso ocorre devido a ruptura da porção de material que forma o ponto, assim como a ruptura de uma das chapas que é levada até o seu estado último de tensões do material. A Figura 103 apresenta os 3 pontos de solda que falharam durante a deformação.

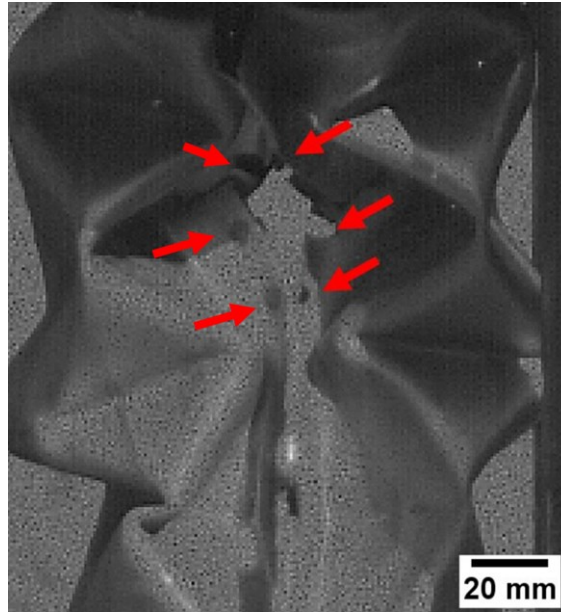


Figura 103 - Falha dos pontos de solda RSW durante teste de compressão do crash box “Origami RSW 4”. (Próprio Autor)

A Figura 104 apresenta o perfil de velocidade e aceleração encontrados para a Origami RSW. A aceleração máxima advinda do crash box foi de 66,2 G, cerca de 46% maior do que o encontrado na Origami GMAW. Esse resultado era esperado devido o maior flange de soldagem e a maior rigidez adicionada por ele, discutido anteriormente quando se obteve os resultados de simulação.

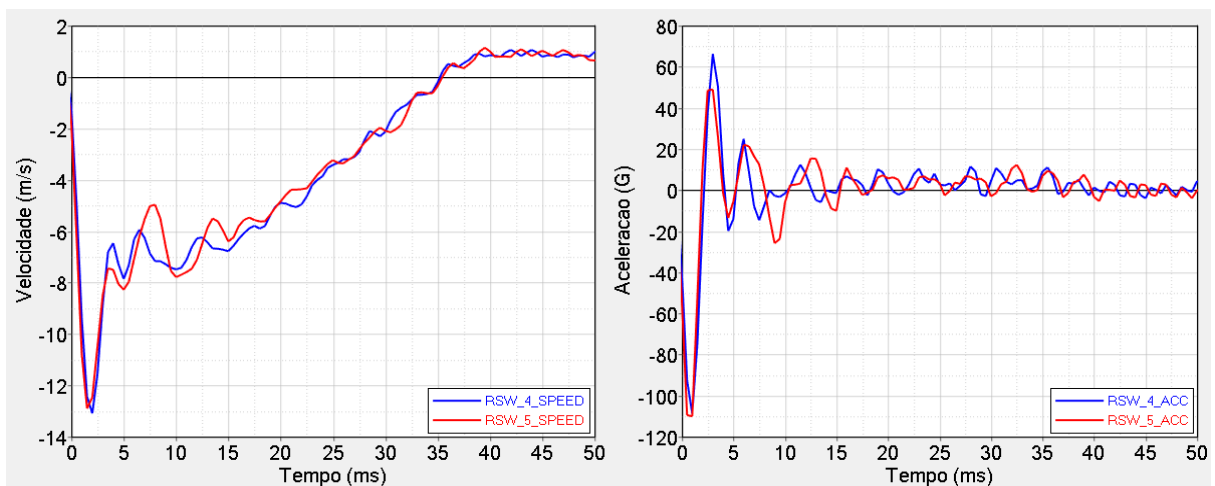


Figura 104 - Perfil de Velocidade vs Tempo e Aceleração vs Tempo para os testes da Origami RSW. (Próprio Autor)

Desprezando-se o vale inicial de desaceleração, o primeiro pico de aceleração coincide com 3ms, momento em que na Figura 102 é possível ver o início da deformação na estrutura, logo após a carga máxima de colapso. O próximo pico de aceleração tem magnitude de ~25G

e ocorre em 6ms, neste instante percebe-se um carregamento elevado na aba de soldagem que culmina com a falha do ponto de solda indicado anteriormente. A falha do ponto de solda ocasiona um vale que perdura até 11ms. A deformação continua o próximo pico de aceleração de magnitude $\sim 12G$ em 11,5ms e coincide com completa compactação dos módulos 1 e 2 do origami e início do carregamento do módulo 3.

A título didático as curvas da “GMAW 3” e “RSW 4” foram sobrepostas na Figura 105 - **Comparativo curvas de aceleração GMAW 3 e RSW 4.** É possível verificar que no entre 6ms e 11ms, onde existe um vale na RSW 4 devido a falha do ponto de solda, a GMAW continua com aceleração positiva. Isso indica que a crashbox GMAW continua exercendo força para desacelerar o martelo de colisão.

Para a “GMAW 3” o primeiro pico de aceleração em 3ms é vencido devido ao colapso anômalo de um dos módulos devido aos problemas de estampagem discutidos na Seção 4.4.2. A deformação continua e apresenta na curva de aceleração a compactação de dois módulos. O primeiro em 7ms cuja aceleração tem a magnitude de $\sim 15G$ e outro em 10ms, cuja aceleração tem magnitude de $\sim 18G$ e representa a completa compactação dos módulos 1 e 2. O colapso do módulo 3 ocorre em 13ms e pode ser visualizado pelo pico de aceleração cuja magnitude é $\sim 7G$.

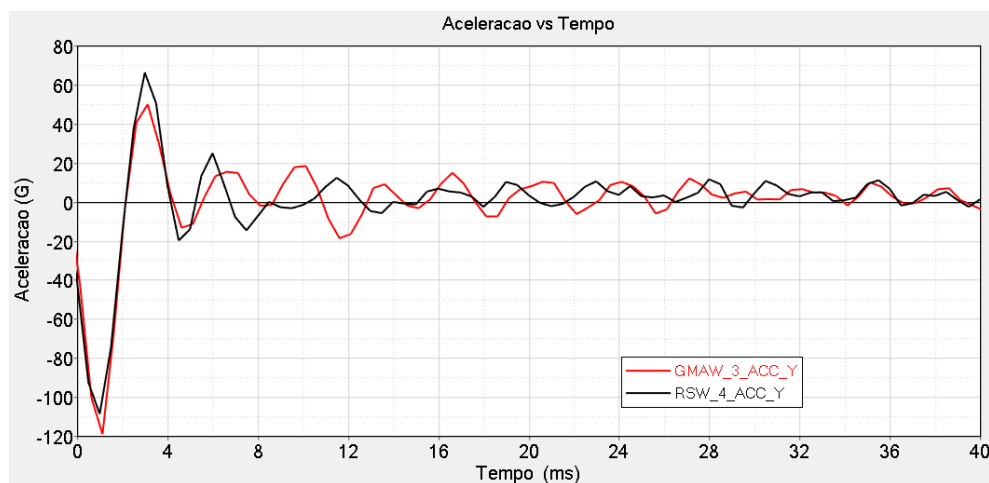


Figura 105 - Comparativo curvas de aceleração GMAW 3 e RSW 4.

A Figura 106 apresenta “Origami RSW 4” após o teste de *drop weight tower*. Conforme verifica-se nas imagens A e C os lóbulos se formaram conforme esperado no modo de deformação octogonal. No entanto as faces apresentadas nas imagens B e C, em que se encontra o flange de soldagem RSW, se comportaram conforme modo de deformação simétrico. O

comprimento final do componente gira em torno de 65mm, o que representa 76% de utilização do comprimento original, 6% acima da média encontrada na literatura.

O modo de deformação simétrico que governou a deformação final do componente, parece ter se manifestado após as rupturas da solda pois, conforme verifica-se na Figura 102, as pré-deformações responsáveis por guiar o modo octogonal funcionaram e as rótulas plásticas ocorreram. Dessa forma assumi-se que houve um modo de deformação misto na longarina, apresentando a formação característica dos lóbulos de deformação simétrica e octogonal.

Para a espessura utilizada de 1,2mm é esperado o modo simétrico não-extensional isso é, não ocorre estiramento da espessura da chapa, o que elimina um dos mecanismos de absorção de energia. No entanto, a ocorrência de um modo misto, inicialmente octogonal e em sequência simétrico, implica que as perdas devido ao não estiramento da chapa ocorreriam apenas nos instantes finais. Isso pode ser comprovado com a pouca diferença de performance encontrada entre a Origami GMAW e a Origami RSW.



Figura 106 - Deformação final Origami RSW 4 (Próprio Autor)

4.4.4 Correlação comportamento físico vs virtual Origami GMAW

Conforme discutido nas seções anteriores, a análise quase estática foi executada a título de simplificação para definição dos parâmetros construtivos do componente. Devido à grande velocidade do impacto que gera altas taxas de deformação no material, são esperadas forças maiores durante a deformação e conseqüentemente também maior quantidade de energia absorvida.

Uma vez que os testes físicos foram executados e as condições de contorno foram totalmente definidas, o modelo virtual foi ajustado com as mesmas condições para que seja feita a correlação. A velocidade da massa no instante anterior ao impacto foi aplicada no modelo virtual com valor de 14,54 m/s. A massa de teste foi ajustada para 107Kg conforme teste físico.

Comparando o modo de deformação encontrado para a Origami GMAW virtual e físico verifica-se a formação dos lóbulos característicos do modo octogonal, no entanto, no teste físico é possível visualizar uma torção no eixo longitudinal da longarina, fato que não ocorreu no teste virtual. A Figura 107 apresenta a deformação final do componente virtual e físico assim como a linha média de deformação em tracejado, onde é possível ver o desalinhamento gerado pela torção no teste físico.

O comportamento de torção, ou desalinhamento da linha média de deformação encontrado no teste físico é possivelmente uma consequência das instabilidades ocorridas durante a deformação do componente, instabilidades essas que já foram discutidas na seção anterior. Outra possibilidade é a movimentação lateral apresentada pelo martelo de colisão durante o teste. Isso pode ocorrer devido a flexibilidade das guias e folgas existentes entre as buchas e colunas que guiam o martelo durante o impacto.

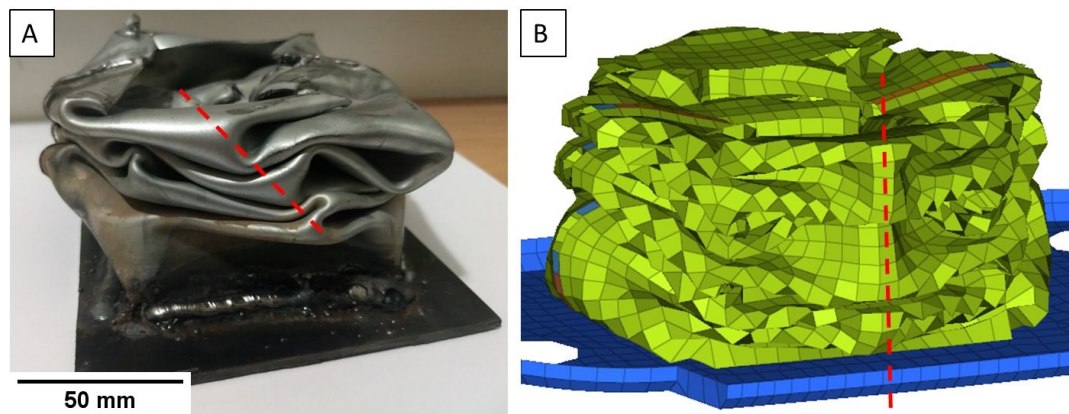


Figura 107 - Comparativo modo de deformação encontrado na Origami GMAW físico (A) vs virtual (B). (Próprio Autor)

Quanto a Origami RSW sabe-se que o teste físico não apresentou o modo octogonal puro, ocorreu uma combinação do modo simétrico com modo octogonal. Os lóbulos formados no teste físico são maiores e mais largos, no entanto tem a principal característica de deslocamento da diagonal menor do losango para dentro da longarina e projeção dos vértices para fora. Percebe-se ainda que no teste virtual parte do primeiro módulo não se deforma, enquanto no teste virtual tem-se parte do terceiro módulo indeformado. O efeito das falhas na solda e a interação entre os recortes dos flanges é provavelmente a principal razão para as diferenças encontradas. A Figura 108 apresenta a deformação final para o teste virtual e físico.

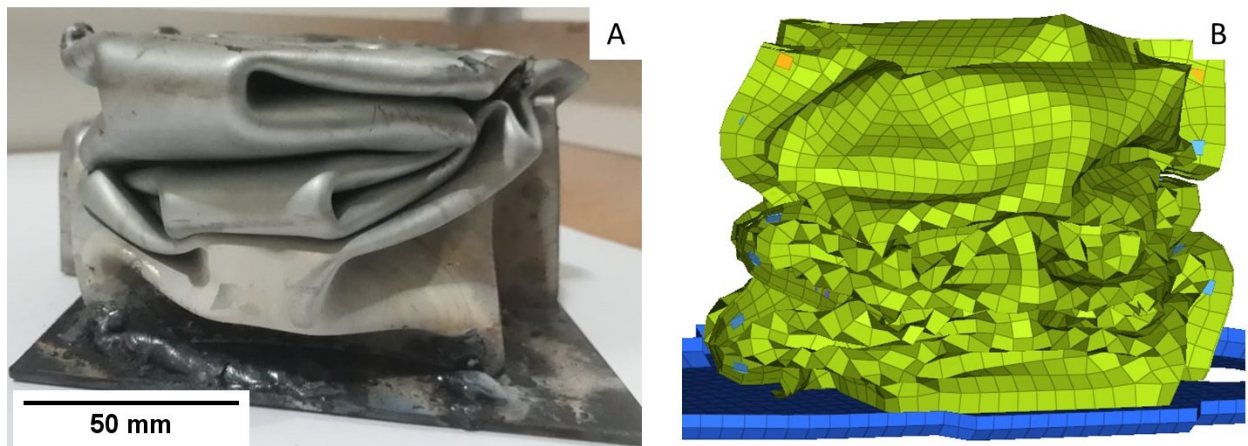


Figura 108 - Comparativo do modo de deformação encontrado na Origami RSW físico (A) vs virtual (B). (Próprio Autor)

A Tabela 29 apresenta a quantidade de energia absorvida de cada corpo de prova organizado por tecnologia de soldagem. Apenas como referência, foi mantido o resultado virtual da quantidade de energia que um tubo quadrado, com 25% a mais de espessura e mesma seção transversal, absorveria no teste. A correlação de em média 96,4% entre os resultados virtuais e físicos pode ser considerada alta, visto a complexidade do fenômeno em estudo.

Tabela 29 - Comparativo absorção de energia conforme tecnologia de soldagem do crash box origami (Próprio Autor)

	Energ. Abs. Físico (J)	Energ. Abs. Virtual (J)	Correlação Físico vs Virtual
Tubo Quadrado 1.5mm	-	9655,12	-
GMAW 3 - 1.2mm	11264,43	10785,80	95,75%
GMAW 6 - 1.2mm	11267,82	10785,80	95,72%
RSW 4 - 1.2mm	11245,51	10922,70	97,13%
RSW 5 - 1.2mm	11253,34	10922,70	97,06%

5 CONCLUSÕES

Para se ter controle das variáveis envolvidas no estudo, foi escolhido realizar ensaios preliminares para a definição de cada parâmetro utilizado, seja para simulação ou para a construção e teste dos protótipos físicos. As conclusões apresentadas se baseiam tanto nos testes finais realizados na torre de impacto quanto nos testes preliminares e simulações.

Conforme já discutido por outros autores a tecnologia origami é muito sensível a variações geométricas. Nos experimentos realizados, tanto virtuais quanto físicos, diversos procedimentos foram adotados com objetivo de garantir a correta representação da geometria idealizada. Para as simulações executou-se testes de malha e de sensibilidade do modelo à representação de detalhes geométricos. Para a construção dos protótipos foi fabricado um estampo usinado, as peças estampadas foram cortadas a laser e ajustadas para garantir a geometria. No entanto, ainda assim os resultados físicos apresentaram instabilidade em regiões de difícil estampagem, o que indica um ponto crítico na utilização da tecnologia origami.

- 1) O processo RSW apresenta elevada produtividade e relativa simplicidade. No entanto, pequenas variações nos parâmetros se mostraram capazes de alterar em até 20% a resistência do ponto de solda.
- 2) Nos testes de compressão dinâmica do Origami RSW a falha de pontos de solda pode determinar o modo de deformação, a estabilidade do comportamento e conseqüentemente a quantidade de energia que será absorvida. Dessa forma, a correta especificação dos parâmetros de soldagem se torna um ponto crítico do projeto.
- 3) Quanto ao resultado final apresentado pela Origami RSW, pode-se considerar este um bom custo-benefício. Essa afirmação se explica pela maior produtividade e simplicidade propiciadas pelo processo RSW em relação ao GMAW, a pouca diferença na energia absorvida pelas duas longarinas e a possibilidade de incremento de rigidez pela adição do flange de soldagem.
- 4) A soldagem GMAW tem como característica sua maior complexidade da técnica operatória, foi utilizado um robô de solda para execução correta dos cordões. A quantidade de variáveis a ser controlada, a sensibilidade a variações geométricas da junta e a menor produtividade se comparada a soldagem RSW são complicadores que precisam ser devidamente pesados na especificação do projeto. No entanto, a possibilidade de definir precisamente a posição e comprimento do cordão de solda

sem a necessidade de grandes modificações geométricas permitiu guiar a deformação e obter o modo octogonal quase por completo.

- 5) Para definir a eficiência de um absorvedor de impacto pode-se dividir energia (E) que o componente é capaz de absorver pela massa (M). Dessa forma quanto maior o índice melhor o desempenho do absorvedor. A Tabela 30 apresenta o índice de eficiência para os três principais resultados obtidos. A eficiência da Origami GMAW é 14,3% maior que Origami RSW e 47,2% maior que de um tubo quadrado de mesma seção transversal e maior espessura.
- 6) A diferença na eficiência da Origami GMAW em relação a Origami RSW se deve principalmente a maior massa dos flanges de soldagem presentes na longarina soldada a ponto. A adição dos flanges resultou em um incremento de 14,22% na massa sem adicionar desempenho.

Tabela 30 - Comparativo índice de eficiência para Origami RSW, Origami GMAW e Tubo Quadrado (Próprio Autor)

	Massa (Kg)	Energia (J)	E/M (KJ/Kg)
GMAW 3 - 1.2mm	0,928	11264,4	12,14
RSW 5 - 1.2mm	1,060	11253,3	10,62
Tubo Quadrado 1.5mm	1,170	9655,1	8,25

- 7) Concluímos assim que a tecnologia Origami é capaz de ativar o modo octogonal e multiplicar a formação de rótulas plásticas para absorção de energia, resultando em até 47% a mais de eficiência quando comparada a um tubo quadrado. Essa maior eficiência foi testada e comprovada em simulações e testes físicos. No entanto, a grande sensibilidade a variações geométricas, assim como a necessidade de correta especificação da junta soldada, são pontos críticos que devem ser corretamente analisados no projeto do componente para que a complexidade inerente da tecnologia agregue o valor desejado.

6 TÓPICOS PARA TRABALHOS FUTUROS

Analisando os vídeos dos testes foram verificados pontos de instabilidade que se sobrepõem a regiões de difícil estampagem. Da mesma forma foram também verificados pontos de solda que falham ou rompem gerando instabilidades, mas que absorvem energia durante a falha. Os tópicos par trabalhos futuros se relacionam principalmente a esses efeitos, visualizados nos experimentos e seguem como sugestões:

- Efeito da pré-tensão de estampagem nas simulações de compressão do crash box Origami;
- Efeito do estiramento da chapa e redução de espessura devido ao processo de conformação no comportamento do crash box Origami;
- Mensurar a quantidade de energia absorvida pela falha programada de um ponto de solda RSW;
- Mensurar a quantidade de energia absorvida por unidade de comprimento durante a falha de um cordão de solda GMAW;
- Mensurar o incremento de resistência do cordão de solda quando utilizada a técnica de costura;
- Instrumentar com diferentes acelerômetros no Martelo de Colisão, na base de apoio da longarina e estudar a propagação da onda de choque pelo componente.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRAMOWICZ W, JONES N. **Dynamic axial crushing of square tubes.** International Journal of Impact Engineering 1984;2(2):179–208.
- ABRAMOWICZ W, JONES N. **Dynamic progressive buckling of circular and square tubes.** International Journal of Impact Engineering 1986;4(4):243–70.
- ABRAMOWICZ W. **Effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns.** International Journal of Impact Engineering 1983;1(3):309–17.
- ADACHI, Tadaharu et al. Energy absorption of a thin-walled cylinder with ribs subjected to axial impact. **International journal of impact engineering**, v. 35, n. 2, p. 65-79, 2008.
- ANTTILA, S.; PORTER, D. A. Influence of shielding gases on grain refinement in welds of stabilized 21% Cr ferritic stainless steel. *Welding in the World*, v. 58, n. 6, p. 805-817, 2014.
- Autosteel | Resources on Steel's Role in Automotive Design & Engineering, <<http://autosteel.org>> - Acesso em: 17 de Janeiro de 2020
- AL GALIB, D.; LIMAM, A. Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes. **Thin-Walled Structures**, v. 42, n. 8, p. 1103-1137, 2004.
- ALEXANDER, J M. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. **The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics**, v. 13, n. 1, p. 10-15, 1960.
- AMERICAN WELDING SOCIETY – AWS D8.1M, **Specification for Automotive Weld Quality – Resistance Spot Welding of Steel.** 3rd Edition, 2012.

- BARBEDO, N.D.D. (2011) Avaliação comparativa dos processos de soldagem GMAW e FCAW utilizando aço ASTM A-36 para verificar a soldabilidade, propriedades metalúrgicas e geométricas, e resistência mecânica. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Itajubá – MG, Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, 68p.
- BATISTA, Márcio. **Estudo comparativo da soldabilidade de chapas para indústria automotiva utilizando dois equipamentos de soldagem a ponto por resistência.** Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2011.
- BOREANAZ, M.; GIOVANNI, B. "**Development of crash box for automotive application.**" Politecnico di Torino, Italy (2018).
- CALLISTER JR, William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução.** Livros Técnicos e Científicos, 2008.
- CHEN, Weigang; WIERZBICKI, Tomasz. Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption. **Thin-Walled Structures**, v. 39, n. 4, p. 287-306, 2001.
- CHEN, Weinong W.; SONG, Bo. **Split Hopkinson (Kolsky) bar: design, testing and applications.** Springer Science & Business Media, 2010.
- CHOU, Clifford C.; NYQUIST, Gerald W. **Analytical studies of the head injury criterion (HIC).** SAE Technical Paper, 1974.
- COWPER, G. R.; SYMONDS, Paul Southworth. **Strain-hardening and strain-rate effects in the impact loading of cantilever beams.** Brown Univ Providence Ri, 1957.
- CRUZ, Pablo; MUÑOZ, Jose Antonio; VIÑAS, Jordi. **Quasi-Static & Dynamic Spotweld Characterization for Automotive Crashworthiness Conditions.** SAE Technical Paper, 2015.
- DAMASCO, A., **Soldagem a ponto por resistência elétrica de juntas de chapa/chapa e chapa/tubo de aço de baixo carbono com diferentes composições**

- químicas, espessuras e revestimentos.** Universidade Estadual de Campinas, Departamento de engenharia de materiais, Tese de Doutorado, 1995.
- DE SOUSA, Diogo Antônio. **Influência da resistência mecânica de pontos de solda sobre o desempenho de estruturas similares a longarinas veiculares submetidas a teste de colisão.** Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.
 - DE SOLDAGEM, ESAB Processos. Dilatação e contração dos metais na soldagem. Centro de Conhecimento ESAB – disponível em: <https://www.esab.com.br/br/pt/education/blog/dilatacao-e-contracao-dos-metais-na-soldagem-10-dicas-para-evitar.cfm> > Acessado em, 2020.
 - DIETER, George Ellwood; BACON, David. **Mechanical metallurgy.** New York: McGraw-Hill, 1986.
 - DIPAOLO, B. P.; TOM, J. G. **A study on an axial crush configuration response of thin-wall, steel box components: The quasi-static experiments.** International journal of solids and structures, v. 43, n. 25, p. 7752-7775, 2006.
 - DU Bois, Paul, CLIFFORD C. Chou, BAHIG B. Fileta, TAWFIK B. Khalil, ALBERT I. King, HIKMAT F. Mahmood, HAROLD J. Mertz, JAC Wismans, PRIYA Prasad, and JAMEL E. Belwafa. **Vehicle crashworthiness and occupant protection.** (2004).
 - FAN, Zhihua et al. Axial crushing of triangular tubes. **International Journal of Applied Mechanics**, v. 5, n. 01, p. 1350008, 2013.
 - HOSFORD, William F.; CADDELL, Robert M. **Metal forming: mechanics and metallurgy.** Cambridge University Press, 2011.
 - HOSSEINIPOUR, S. J.; DANESHI, G. H. Energy absorption and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression. **Thin-walled structures**, v. 41, n. 1, p. 31-46, 2003.
 - HOU, SHUJUAN et al. **Multiobjective optimization for tapered circular tubes.** Thin-Walled Structures, v. 49, n. 7, p. 855-863, 2011.

- IVAN, J. S. **Modelamento Matemático do processo de soldagem GMAW**. 200 f. Tese (Doutorado em Engenharia Metalúrgica e de Minas) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG. 2010.
- KEELER, Stuart; KIMCHI, Menachem. **Advanced High-Strength Steels Application Guidelines V5**. WorldAutoSteel, 2015.
- KIM, Dong-Kuk; LEE, Sunghak. **Impact energy absorption of 6061 aluminum extruded tubes with different cross-sectional shapes**. *Materials & design*, v. 20, n. 1, p. 41-49, 1999.
- LANCASTER, J. F. ***The Physics of Welding***. 2ª. Ed. São Paulo: The International Institute of Welding. Pergamon Editora, v. Unico 1986.
- LU, Guoxing; YU, T. X. **Energy absorption of structures and materials**. Elsevier, 2003.
- LOSZ, J. M. B.; CHALLENGER, K. D. Haz microstructures in HSLA steel weldments. In: First United States--Japan Symposium on Advances in Welding Metallurgy, San Francisco. 1990. p. 323-357.
- MA, Jiayao; YOU, Zhong. Energy absorption of thin-walled square tubes with a prefolded origami pattern—part I: geometry and numerical simulation. **Journal of Applied Mechanics**, v. 81, n. 1, p. 011003, 2014.
- MA, Jiayao. **Thin-walled tubes with pre-folded origami patterns as energy absorption devices**. 2011. Tese de Doutorado. University of Oxford.
- MAMALIS, A. G.; MANOLAKOS, D. E.; VIEGELAHN, G. L. The axial crushing of thin PVC tubes and frusta of square cross-section. **International Journal of Impact Engineering**, v. 8, n. 3, p. 241-264, 1989.

- MAHMOOD, H. F.; PALUSZNY, A. **Stability of plate-type box columns under crush loading**. Computational methods in ground transportation vehicles, AMD, v. 50, p. 17-33, 1982.
- MESSLER, J. R. W. **PRINCIPLES OF WELDING: Processes, Physics, Chemistry, and Metallurgy**. 2. ed. [S.l.]: WILEY-VCH, v. Unico, 2004.
- MERALI, Zeeya. 'Origami Engineer'Flexes to Create Stronger, More Agile Materials. 2011.
- MODENESI, Paulo José; MARQUES, Paulo Villani; BRACARENSE, Alexandre Queiroz. **Soldagem-fundamentos e tecnologia**. Editora UFMG, 2011.
- MODENESI, Paulo J.; MARQUES, Paulo V.; SANTOS, Dagoberto B. Introdução à metalurgia da soldagem. Belo Horizonte: UFMG, 2012.
- MORELLO, Lorenzo. **The Automotive Body: Volume II: System Design**. Springer Science & Business Media, 2011.
- NADAI, Ai. **Plastic Behavior of Metals in the Strain-Hardening Range**. Part I. Journal of Applied Physics, v. 8, n. 3, p. 205-213, 1937.
- PATRICK, Lawrence M. **Human tolerance to impact and its application to safety design**. Society of Automotive Engineers, 1973.
- PRABAKARAN, T.; PRABHAKAR, M.; SATHIYA, P. Shielding Gas and Heat Input Effects on the Mechanical and Metallurgical Characterization of Gas Metal Arc Welding of Super Martensitic Stainless Steel (12Cr5Ni2Mo) Joints. Surface Review and Letters, v. 24, n. 05, p. 1750069, 2017.
- PENG, Yun et al. Microstructure and mechanical properties of GMAW weld metal of 890 MPa class steel. Journal of Iron and Steel Research International, v. 21, n. 5, p. 539-544, 2014.

- RAMAZANI, A. et al. Micro–macro-characterisation and modelling of mechanical properties of gas metal arc welded (GMAW) DP600 steel. *Materials Science and Engineering: A*, v. 589, p. 1-14, 2014.
- SINGACE, Abduljalil Abdulla; ELSOBKY, Hobab; REDDY, T. Yella. On the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes. **International Journal of Solids and Structures**, v. 32, n. 24, p. 3589-3602, 1995.
- SINGACE, Abduljalil Abdulla; EL-SOBKY, Hobab. Behaviour of axially crushed corrugated tubes. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 39, n. 3, p. 249-268, 1997.
- SCHNEIDER, F.; JONES, N. **Impact of thin-walled high-strength steel structural sections**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 218, n. 2, p. 131-158, 2004.
- SCHNEIDER, F.; JONES, N. Influence of spot-weld failure on crushing of thin-walled structural sections. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 45, n. 12, p. 2061-2081, 2003.
- SATHIYA, P. et al. Effect of shielding gases on mechanical and metallurgical properties of duplex stainless-steel welds. *Journal of materials science*, v. 44, n. 1, p. 114-121, 2009.
- SCOTTI, Américo; PONOMAREV, Vladimir. **Soldagem MIG/MAG: melhor entendimento, melhor desempenho**. Artliber, 2008.
- WANG, B. B., LOU, M., SHEN, Q., LI, Y. B., ZHANG, H., **Shunting Effect in Resistance Spot Welding Steels — Part 1: Experimental Study**. *Journal WELDING*, 2013.
- WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. **On the crushing mechanics of thin-walled structures**. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME* 1983;50(4a):727–34.

- YAMASHITA, Minoru; GOTOH, Manabu; SAWAIRI, Yasuhiko. Axial crush of hollow cylindrical structures with various polygonal cross-sections: Numerical simulation and experiment. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 140, n. 1-3, p. 59-64, 2003.
- YIN, Hanfeng et al. Crashworthiness optimization design for foam-filled multi-cell thin-walled structures. **Thin-Walled Structures**, v. 75, p. 8-17, 2014.
- ZHANG, Xiong; HUH, Hoon. **Energy absorption of longitudinally grooved square tubes under axial compression**. **Thin-Walled Structures**, v. 47, n. 12, p. 1469-1477, 2009.
- ZHANG, Xiong; WEN, Zhuzhu; ZHANG, Hui. Axial crushing and optimal design of square tubes with graded thickness. **Thin-Walled Structures**, v. 84, p. 263-274, 2014.
- ZHANG, Xiong et al. Energy absorption of axially compressed thin-walled square tubes with patterns. **Thin-Walled Structures**, v. 45, n. 9, p. 737-746, 2007.
- ZHANG, Heng et al. Microstructures and mechanical properties of 30Cr-4Mo ferritic stainless steel joints produced by double-pulsed gas metal arc welding. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 80, n. 9-12, p. 1975-1983, 2015.
- ZHANG, Xiong; CHENG, Gengdong; ZHANG, Hui. Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures. **Thin-Walled Structures**, v. 44, n. 11, p. 1185-1191, 2006.
- ZHOU, Caihua et al. Dynamic axial crushing of origami crash boxes. **International journal of mechanical sciences**, v. 118, p. 1-12, 2016.