



Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Gaspar Manuel da Silva Oliveira

Simulação numérica do comportamento ao  
impacto de componentes metálicos para  
aplicações de crashworthiness utilizando  
iniciadores de deformação configuráveis





Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Gaspar Manuel da Silva Oliveira

Simulação numérica do comportamento ao  
impacto de componentes metálicos para  
aplicações de crashworthiness utilizando  
iniciadores de deformação configuráveis

Dissertação de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do  
Professor Doutor Nuno Ricardo Maia Peixinho

## DECLARAÇÃO

Nome: Gaspar Manuel da Silva Oliveira

Correio electrónico: a54007@alunos.uminho.pt

Tlm.: 912536008

Número do Bilhete de Identidade: 13563480

Título da dissertação:

Simulação numérica do comportamento ao impacto de componentes metálicos para aplicações de *crashworthiness* utilizando iniciadores de deformação configuráveis

Ano de conclusão: 2015

Orientador:

Professor Doutor Nuno Ricardo Maia Peixinho (UM/DEM)

Designação do Mestrado: Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia

Área de Especialização: Conceção de Estruturas

Escola: Escola de Engenharia da Universidade do Minho

Departamento: Departamento de Engenharia Mecânica

---

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Guimarães,

23/12/2015

Assinatura:

Gaspar Manuel da Silva Oliveira



### Anexo III

Universidade do Minho

### Declaração RepositóriUM: Dissertação Mestrado

Nome: Gaspar Manuel Da silva Oliveira

Nº Cartão Cidadão /BI: 13563480 Tel./Telem.: 912536008

Correio electrónico: a54007@alunos.uminho.pt

Curso \_\_\_\_\_ Ano de conclusão da dissertação: 2015

Area de Especialização: Concepção de Estruturas

Escola de Engenharia, Departamento/Centro: Departamento de Engenharia Mecânica

#### TÍTULO DISSERTAÇÃO/TRABALHO DE PROJECTO:

Título em PT : Simulação numérica do comportamento ao impacto de componentes metálicos para aplicações de *crashworthiness* utilizando iniciadores de deformação configuráveis

Título em EN : Numerical simulation of the impact behaviour of metallic components for crashworthiness applications utilizing configurable deformation initiators

Orientador Professor Doutor Nuno Ricardo Maia Peixinho

Co-orientador \_\_\_\_\_

Nº ECTS da Dissertação 40 Classificação em valores (0-20) 16

Classificação ECTS com base no percentil (A a F) \_\_\_\_\_

Declaro sob compromisso de honra que a dissertação/trabalho de projecto agora entregue corresponde à que foi aprovada pelo júri constituído pela Universidade do Minho.

Declaro que concedo à Universidade do Minho e aos seus agentes uma licença não-exclusiva para arquivar e tornar acessível, nomeadamente através do seu repositório institucional, nas condições abaixo indicadas, a minha dissertação/trabalho de projecto, em suporte digital.

Concordo que a minha dissertação/trabalho de projeto seja colocada no repositório da Universidade do Minho com o seguinte estatuto (assinale um):

- Disponibilização imediata do trabalho para acesso universal;
- Disponibilização do trabalho para acesso exclusivo na Universidade do Minho durante o período de  1 ano,  2 anos ou  3 anos, sendo que após o tempo assinalado autorizo o acesso universal.
- Disponibilização do trabalho de acordo com o **Despacho RT-98/2010 c)** (embargo \_\_\_\_\_ anos)

Braga/Guimarães, \_\_\_\_ / \_\_\_\_ / \_\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_



*"O importante não é justificar o erro,  
mas impedir que ele se repita."*

Che Guevara



## 2. Agradecimentos

Queria começar por agradecer ao meu orientador, o Professor Doutor Nuno Peixinho pela disponibilidade, paciência, e ensinamentos passados ao longo deste período tão importante da minha vida académica.

Agradecer também aos meus camaradas de luta, nomeadamente o Tiago Rodrigues, o André Braga, Pedro Marques Jorge Guimarães, e Lídia Gonzalez, pela amizade, companheirismo, e entreaajuda revelada ao longo dos anos do curso.

Por fim, e não menos importante, ao pilar da vida de um homem, aos meus pais e irmão pelo suporte emocional e económico prestado, bem como também agradecer à minha namorada Eva Costa que tornou todos os menos bons momentos mais suportáveis e sempre me deu força para cumprir os meus objetivos.



### 3. Resumo

O campo da segurança ao automóvel é uma área em que todo e qualquer avanço, por mais pequeno que seja, é de extrema importância.

No âmbito dos acidentes rodoviários existem vários tipos: frontal, lateral e à retaguarda.

Dentro dos acidentes em que ocorre impacto frontal um dos fatores que pode ajudar em parâmetros vitais de *crashworthiness* que contribuem para a eficiência na absorção da energia de impacto, será sem dúvida o chassi. É aqui que entram os chassis de longarinas, longarinas essas que representam uma barreira à transmissão da energia de impacto ao interior do veículo onde se encontram os passageiros. Interessa portanto otimizar este tipo de estruturas (tubos de parede fina) por forma a melhorar os parâmetros de *crashworthiness* tais como: pico de carga máxima, carga média, energia absorvida, eficiência da força de impacto e diminuir o máximo possível a intrusão de componentes ou da massa impactante no habitáculo do veículo.

Esta otimização é feita recorrendo a iniciadores de deformação, vulgo *triggers* que caso sejam bem aplicados permitem obter um modo de deformação mais regular ao longo da longarina, diminuindo assim o seu pico de carga máxima, aumentando a carga média, energia absorvida e diminuindo o deslocamento da massa impactante em relação às longarinas.

Com a introdução de *triggers* mecânicos e térmicos na zona onde se inicia a deformação da estrutura tubular de parede fina, assistiu-se a uma mudança no modo de deformação da mesma, bem como uma melhoria praticamente geral relativamente aos parâmetros de *crashworthiness* estudados.

**Palavras-chave:** Chassi, Elementos finitos, Ansys, Simulações Numéricas, Otimização



## 4. Abstract

The field of automotive safety is an area, where any and all breakthrough, ever so slight, is of the most importance. Within road accidents there several types: frontal, side and rear impact. Among the frontal impact accidents one of the factors that may help when it comes to crashworthiness parameters that contribute to the energy absorption efficiency of the impact energy, would be undoubtedly the chassi. This is where the ladder chassi comes to play, these ladders represente a barrier to the transmisson of impact energy to the interior of the vehicle where the passengers are. Therefore it is interesting to optimize these kind of structures (thin wall tubes) in order to improve the crashworthiness parameters such as: peak load, mean load, absorbed energy, CFE and also in order to reduce components intrusion or impacting mass intrusion into the interior of the vehicle. This otimization is done resorting to deformation initiators, aka triggers, that if well applied allow to obtain a more regular deformation mode all the way down the ladder, that way decreasing the peak load, increasing mean load, energy aborption and CFE, and decreasing the displacement of the impact mass in relation to the ladder tube.

With the introduction of mechanical and thermal triggers in the area where the deformation of the thin walled tube structure starts a change of the deformation mode, as well as an overall improvement regarding the majority of the crashworthiness parameters studied.

**Keywords:** chassi, finite element, Ansys, Numerical Simulations, optimization energy absorption, peak load. Mean load, CFE.



## 5. Terminologia

**CFE:** Crushing force efficiency – relação entre carga média e pico de carga máxima, é também um fator para avaliação da eficiência de absorção de energia de um componente ao impacto;

**Rolling Chassis:** é o chassi de um automóvel montado juntamente com o motor e o sistema de transmissão, mas sem a carroçara;

**Spaceframe:** estrutura rígida e leve normalmente construída através da interligação de vários apoios numa determinada forma geométrica;

**Deceleration pulse:** Pulso de desaceleração que ocorre após impacto;

**Wavelength:** Distância entre dois pontos homólogos de duas dobras plásticas consecutivas no tubo que sofre impacto;

**Pm/Pmean:** carga média;

**Peak load/Pico de carga máxima:** Carga máxima que dá origem ao início da deformação do tubo;

**Roll Bar:** Sistema de segurança, criado para proteger os ocupantes dos veículos de competição;

**Chassi:** Estrutura de suporte para todos os elementos mecânicos;

**AEF:** Análise dos elementos finitos;

**MEF:** Método dos Elementos Finitos;

**NCAP:** European New Car Assessment Programme.



2. Agradecimentos.....	V
3. Resumo.....	vii
4. Abstract.....	ix
5. Terminologia .....	xi
6. Índice.....	xiii
7. Índice de Figuras .....	xv
8. Índice de Tabelas .....	xix
1. Introdução .....	1
1.1. Motivação.....	2
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Organização.....	3
2. Estado da Arte .....	5
2.1 Chassis.....	5
2.1.1 Tipos de chassis.....	5
2.2 NCAP .....	10
2.2.1 Legislação.....	10
2.2.2 Impacto frontal.....	11
2.2.3 Impacto frontal total .....	11
2.3 Crashworthiness .....	12
2.3.1 Objetivos e requisitos do crashworthiness .....	12
2.4 Estruturas tubulares de espessura reduzida .....	13
2.4.1 Parâmetros de avaliação .....	14
2.5 Modos de deformação .....	16
2.6 Influência da velocidade de impacto e geometria.....	21

2.7	Iniciadores de deformação configuráveis .....	25
2.7.1	Iniciadores de deformação geométricos .....	25
2.7.2	Iniciadores de deformação térmicos .....	29
2.8	Método dos elementos finitos .....	32
2.8.1	Introdução histórica.....	32
2.8.2	Funcionamento MEF .....	32
2.8.3	Ansys Workbench .....	35
2.8.4	Método explícito no Ansys Workbench .....	36
3.	Estudo Numérico .....	39
3.1	Estrutura tubular de parede fina .....	39
3.2	Estrutura tubular sem iniciador de deformação configurável .....	41
3.2.1	Resultados .....	43
3.3	Iniciador de deformação Mecânico.....	44
3.3.1	Resultados .....	45
3.4	Iniciador de deformação térmico.....	51
3.4.1	Resultados .....	52
3.5	Modificação geométrica e de posicionamento dos triggers .....	55
3.5.1	Reposicionamento do trigger térmico e resultados.....	56
3.5.2	Comparação e discussão de resultados .....	60
4.	Conclusões .....	73
4.1	Sugestão para trabalhos futuros .....	74
5.	Bibliografia.....	75
6.	Anexos.....	79
A.	Anexo A – Tutorial Ansys .....	81
A.	Anexo B – Desenhos Técnicos .....	87

## 7. Índice de Figuras

Figura 1 – Mercedes Benz 463 G Class constituído por um chassis de longarinas [6] .....	6
Figura 2 – Chassis backbone presente no Lotus Elan [13] .....	7
Figura 3 – Chassis tubular de um Sigma Galant [13] .....	8
Figura 4 – Cisitalia D46 em 1946 na Copa Brezzi, realizada no Valentino Park em Turim [13] .....	8
Figura 5 – Chassis monocoque do McLaren F1 [16] .....	9
Figura 6 – Chassis monocoque em fibra de carbono [16] .....	10
Figura 7 – Configuração do teste de impacto frontal segundo o NCAP [19] .....	11
Figura 8 – Representação gráfica de uma curva carga deslocamento típica onde se encontra apresentada a carga máxima ( $P_{m\acute{a}x}$ ), carga média ( $P_{m\acute{e}a}n$ ) e a área retangular correspondente à energia absorvida [29] .....	15
Figura 9 – Modo diamante e modo concertina respetivamente [33] .....	16
Figura 10 – Modo misto e modo Euler respetivamente [33] .....	16
Figura 11 – “Mapa” das relações geométricas e respetivos modos de deformação [34].	17
Figura 12 – (a) secção quadrangular, (B) secção hexagonal, (C) secção octogonal, (D) secção circular [34] .....	17
Figura 13 – Energia absorvida em função da geometria e da espessura [Modo Colapso Espessura] [34] .....	18
Figura 14 – Gráfico absorção energia vs deformação dos vários perfis [35] .....	18
Figura 15 – (A) Secção quadrada; (B) Secção retangular; (C) Secção circular; (D) Secção hexagonal; (E) Secção octogonal [35] .....	19
Figura 16 – Tubo parede fina com baixo rácio $t/b$ [21] .....	19
Figura 17 - Padrão de deformação dum tubo de parede fina com rácio elevado $t/b$ [20]	20
Figura 18 – Capacidade de energia de absorção de tubos de aço macio (mild steel) e de alta resistência (high-strength steel) consoante a velocidade de impacto [38] .....	22
Figura 19 - Gráfico Energia absorvida sobre carga axial [29] .....	23
Figura 20 - Gráfico Energia absorvida sobre carga oblíqua [29] .....	24
Figura 21 - Energia absorvida pelo poste conforme a sua geometria [39] .....	24
Figura 22 – As duas primeiras colunas não apresentam trigger, enquanto a última apresenta trigger frontal [35] .....	25

Figura 23 - Energia absorvida de um tubo com trigger (- - -) e outro tubo sem trigger (—) [35].....	26
Figura 24 – Representação da wavelength completa (4h) [41].....	26
Figura 25 – Carga presente no tubo com trigger (—) e sem trigger (—) em função da deflexão [35].....	27
Figura 26 – Gráfico mostrando a carga presente num tubo sem trigger e em tubos com trigger posicionado em diferentes localizações [36].....	27
Figura 27- Tubo com trigger a 5 mm [36] .....	27
Figura 28 – Configuração da simulação de um tubo com um trigger de sobreespesura [42] .....	28
Figura 29 – Modos de deformação dos 4 modelos [42] .....	28
Figura 30 – Efeitos do trigger na eficiência da deformação: (a) Deslocamento da parede axial–tempo de resposta, (b) Carga de deformação da parede axial – deslocamento axial da parede rígida (c) carga média de deformação da parede – deslocamento axial da parede rígida (d) energia absorvida – deslocamento axial da parede rígida. [42] .....	29
Figura 31 – Configuração dos triggers como explicado na tabela 5 [31].....	30
Figura 32 – Zonas de deformação inicial para: (a) c2 (b) 4laser-p1 (c) 4laser-p1 (d) 4laser-p2 [31].....	31
Figura 33 – Estrutura tubular parede fina .....	40
Figura 34 - Gráfico tensão verdadeira vs Deformação verdadeira .....	40
Figura 35 – Setup final da simulação .....	42
Figura 36 – Exemplo de aplicação do tipo de malha Hex Dominant .....	43
Figura 37 - Gráfico Carga vs tempo .....	44
Figura 38 – Vista de cima e lateral respetivamente do tubo deformado.....	44
Figura 39 – Iniciador de deformação mecânico .....	45
Figura 40 – Colocação dos triggers mecânicos.....	45
Figura 41 – Comparação gráficos carga vs tempo do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente.....	46
Figura 42 - Comparação do modo de deformação do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente.....	46
Figura 43 - Vista de cima e lateral respetivamente do tubo deformado .....	47
Figura 44 - Áreas do gráfico correspondentes às dobras plásticas.....	47

Figura 45 - Comparação da carga média .....	48
Figura 46 - Comparação da energia absorvida .....	49
Figura 47 - Comparação CFE .....	50
Figura 48 – Comparação do deslocamento da parede .....	50
Figura 49 – Posicionamento dos triggers térmicos.....	51
Figura 50 – Dimensões e geometria do trigger térmico.....	51
Figura 51 - Comparação gráficos carga vs tempo do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente, dos <i>triggers</i> térmicos.....	52
Figura 52 - Comparação do modo de deformação do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente, dos <i>triggers</i> térmicos.....	52
Figura 53 - Comparação dos picos de carga máxima.....	53
Figura 54 – Comparação da carga média.....	54
Figura 55 – Comparação da energia absorvida.....	54
Figura 56 – Comparação do CFE .....	55
Figura 57 – Comparação do deslocamento da parede .....	55
Figura 58 – Triggers térmicos colocados a 15 mm .....	56
Figura 59 – Vista de cima e lateral do tubo deformado .....	56
Figura 60 - Gráfico carga parede vs tempo .....	57
Figura 61 – Dimensões e geometria do trigger mecânico otimizado numa primeira fase	58
Figura 62 - Comparação gráficos carga parede vs tempo do tubo com trigger térmico e com trigger térmico otimizado respetivamente .....	60
Figura 63 - Vista de cima e lateral do modo de deformação: (a) e (b) triggers térmicos; (c) e (d) triggers térmicos otimizados .....	61
Figura 64 - Aumento em percentagem da carga máxima consoante o raio do fillet .....	62
Figura 65 - Carga média consoante o raio do fillet .....	62
Figura 66 - Energia absorvida (%) vs raio filete <i>trigger</i> mecânico.....	63
Figura 67 - CFE consoante o raio do fillet do trigger mecânico .....	63
Figura 68 - Influência da espessura na carga máxima.....	64
Figura 69 - Influência da espessura na carga média .....	64
Figura 70 - Influência da espessura na energia absorvida .....	65
Figura 71 - Influência da espessura no CFE.....	65
Figura 72 - Influência do rácio entre espessura e raio na carga máxima.....	66

Figura 73 - Influência do quociente espessura/raio na carga média.....	66
Figura 74 - – Influência do quociente espessura/raio na energia absorvida.....	67
Figura 75 - Influência do quociente espessura/raio no CFE .....	67
Figura 76 - Comparação do deslocamento da parede .....	68
Figura 77 – Dimensões e geometria da solução 3º tipo – 2.....	69
Figura 78 - Gráfico carga vs tempo da solução 3º tipo - 2 .....	69
Figura 79 – Modo de deformação da simulação do 3º tipo-2 .....	70
Figura 80 – Comparação do pico de carga máximo.....	70
Figura 81 – Comparação da carga média.....	70
Figura 82 – Comparação do CFE.....	70
Figura 83 – Comparação do deslocamento da parede.....	71
Figura 84 – Comparação entre trigger mecânico e térmico otimizados .....	74

## 8. Índice de Tabelas

Tabela 1 – Geometria dos perfis e perímetros [35] .....	18
Tabela 2 – Tipos de <i>triggers</i> estudados [31] .....	30
Tabela 3 - Composição química típica do Al6060-T5.....	40
Tabela 4 – Tensão e deformação verdadeiras Al6060-T5.....	41
Tabela 5 – Variação do deslocamento com o tamanho da malha.....	42
Tabela 6 - Propriedades e parâmetros crashworthiness .....	44
Tabela 7 – Comparação parâmetros crashworthiness.....	46
Tabela 8 – Tensão e extensão verdadeiras nos <i>triggers</i> térmicos .....	52
Tabela 9 - Comparação parâmetros crashworthiness dos <i>triggers</i> térmicos .....	52
Tabela 10 - Parâmetros de crashworthiness .....	57
Tabela 11 – Resultados do teste de sensibilidade.....	59
Tabela 12 – Comparação entre trigger térmico e trigger térmico otimizado .....	60
Tabela 13 – Trigger mecânico otimizado em termos de posição .....	61
Tabela 14 – Influência da variação do raio do filete .....	61
Tabela 15 - Influência da variação da espessura do trigger .....	64
Tabela 16 – Influência da variação do raio e espessura .....	66
Tabela 17 - Parâmetros de crashworthiness da solução 3º tipo - 2.....	69



# 1. Introdução

Com o aumento do número de automóveis e conseqüentemente do tráfico automóvel mundial, a questão da segurança rodoviária é uma situação cada vez mais premente. Este tipo de acidentes pode ser encarado de várias formas: fazendo de tudo para evitá-los, ou, como esperar zero acidentes a nível mundial é uma utopia, projetar automóveis cada vez mais capazes de lidar com os vários tipos decorrentes de vários tipos de acidentes, sem pôr em perigo a integridade física dos passageiros. É possível otimizar os veículos para uma situação de impacto de muitas formas, mas também em particular otimizando o seu chassi ou componentes do mesmo: neste caso particular trata-se das longarinas de um chassi de longarinas. As longarinas são estruturas tubulares que se encontram numa posição lateral, embora mais sobressaidas em relação ao resto da estrutura do chassi, sendo consideradas a primeira barreira entre a energia decorrente do impacto e os passageiros, tornando-se desta forma muito importante um foco cada vez mais crescente na otimização destas estruturas. Uma maneira de conseguir essa otimização é definir e estudar parâmetros de crashworthiness, ou seja parâmetros relevantes no âmbito do estudo de impacto, introduzindo depois na estrutura tubular de parede fina das longarinas iniciadores de deformação configuráveis. Estes iniciadores de deformação configuráveis, mais conhecidos por triggers, podem ser de várias naturezas, dimensões, geometrias e serem posicionados em diferentes sítios do tubo. Convém portanto, como se faz ao longo deste trabalho, fazer um estudo prévio da estrutura tubular sem estes iniciadores, e mais tarde introduzir-lhes triggers e aferir a influência do seu posicionamento, natureza, dimensões, geometria e local de introdução dos mesmos no modo de deformação e parâmetros crashworthiness definidos, por forma a ser feita uma comparação com o tubo sem triggers, para validar a introdução dos mesmos neste tipo de estruturas. Ao longo da dissertação todos estes passos serão estudados, passando pela modelação de uma estrutura tubular de parede fina de secção octogonal, utilizando o método dos elementos finitos para aferir os parâmetros de crashworthiness prévios à introdução de iniciadores de deformação configuráveis, bem como testando a introdução de dois tipos de triggers, de natureza mecânica e natureza térmica respetivamente, ao mesmo tempo que se estuda o efeito do posicionamento e dimensões dos mesmos no modo de deformação do tubo e parâmetros de crashworthiness relevantes.

## 1.1. Motivação

Com a questão da segurança rodoviária a ser cada vez mais uma preocupação, melhorar a segurança automóvel através da implementação de iniciadores de deformação configuráveis em estruturas tubulares de parede fina em automóveis é uma boa medida e deve ser alvo de estudos cada vez mais profundos, principalmente quando tem havido uma evolução tão grande noutras áreas da segurança automóvel que não a otimização de estruturas como as longarinas de um chassi. O facto de existirem inúmeras configurações possíveis para um iniciador de deformação configurável (daí a palavra configurável) tais como variações na sua geometria, dimensões inerentes e a sua natureza (nos térmicos por exemplo, existem vários tratamentos térmicos capazes de alterar as propriedades de uma zona de um determinado material) tornam as combinações possíveis infinitas entre estas variáveis, logo pode considerar-se que há todo um mundo por explorar no que concerne a iniciadores de deformação configuráveis.

Este trabalho serve como forma a explorar parte de um universo vasto de possíveis configurações e combinação de configurações, permitindo alargar conhecimentos no que à natureza, geometria, dimensões e posicionamento diz respeito de dois tipos de triggers.

## 1.2. Objetivos

O primeiro objetivo deste trabalho, através do estado da arte, é contextualizar o cerne do mesmo, passando pelo tipos de chassis existentes, onde se inclui o tipo de chassi para o qual foi pensada a implementação da solução final apresentada, passando também por uma clarificação sobre crashworthiness, parâmetros de avaliação utilizados no âmbito de situações de impacto em estruturas tubulares de parede fina e ainda uma noção geral sobre triggers mecânicos e térmicos e a sua influência em tubos de parede fina, através da apresentação de estudos efetuados por outros autores.

Passando ao caso prático, os objetivos principais a obter durante a elaboração desta dissertação foram primeiro fazer uma comparação entre uma estrutura tubular de parede fina sem e com iniciadores de deformação configuráveis de natureza mecânica e térmica, passando pela influência do posicionamento dos mesmos em relação ao tubo bem como da influência da variação de características dos mesmos como espessura e raio de fillet.

Utilizando o software *Ansys Workbench*, procedeu-se a simulações numéricas onde é possível observar não só o modo de deformação do tubo para as várias configurações, bem como

obter valores para ajudar ao cálculo de parâmetros de crashworthiness para avaliar a qualidade de uma determinada configuração, permitindo fazer uma comparação geral e concluir se a introdução dos triggers permite uma melhoria da eficácia destes tubos numa situação de impacto, através da melhoria dos parâmetros como aumento da energia absorvida, diminuição do pico de carga máxima, aumento da carga média e aumento da Crush Force Efficiency ( em português, eficácia da força de esmagamento).

### 1.3. Organização

Ao longo do capítulo inicial, procura-se contextualizar o tema deste trabalho. Referem-se as motivações e objetivos deste trabalho.

No capítulo 2 faz-se um apanhado geral dos tipos de chassis existentes e a sua evolução ao longo das décadas, por forma também a perceber-se o porquê de a introdução dos iniciadores de deformação configuráveis estarem pensados para um chassi de longarinas, bem como uma contextualização do que é o crashworthiness, quais os seus objetivos e requisitos, e ainda no caso mais particular das estruturas tubulares de paredes finas fala-se dos parâmetros mais relevantes a analisar no âmbito do crashworthiness para este trabalho, bem como a influência de variáveis como a geometria dos tubos e velocidade de impacto, passando pela apresentação de estudos que comprovam a influência que a introdução de triggers de natureza mecânica e térmica têm nestas mesmas estruturas. No final do capítulo 2 fala-se ainda dos Métodos dos Elementos Finitos, que foram uma ferramenta muito importante na elaboração deste trabalho.

No capítulo 3 é apresentado o caso prático alvo de estudo neste trabalho, onde se inclui a simulação base (sem iniciadores de deformação configuráveis) e as simulações com o trigger mecânico (é testado o seu posicionamento, e variação das suas dimensões no caso da otimização) e o trigger térmico (é testado o seu posicionamento) e no fim de cada subcapítulo é feita uma comparação e discussão de resultados à medida que as respetivas simulações e resultados relevantes são apresentados. A comparação e discussão de resultados final, é uma espécie de conclusão da comparação e discussão de resultados anteriores, onde é apresentada uma visão mais geral de todos os resultados relevantes.

O capítulo 4 diz respeito às conclusões e à sugestão para trabalhos futuros.



## 2. Estado da Arte

### 2.1 Chassis

A estrutura do chassi suporta o motor, a transmissão, suspensão e outros componentes associados a automóveis. [1]

Consiste numa estrutura metálica, como por exemplo a estrutura óssea de um animal, que suporta um conjunto de objetos e estruturas pertencentes a um automóvel.

Se o sistema de transmissão (rodas e transmissão) for incluído então a montagem do mesmo é chamado de *rolling chassis* [2].

No caso de acidentes frontais, a estrutura do chassi atua como o principal suporte das cargas daí decorrentes. A frente do mesmo é projetada para absorver grande parte dessa energia, sendo observável em muitos casos que a mesma é responsável, em média, por absorção de 60% dessa energia, em veículos considerados com boa segurança na proteção dos ocupantes de um automóvel. [3]

#### 2.1.1 Tipos de chassis

Neste subcapítulo pretende-se apresentar uma ideia geral dos tipos de chassis existentes, passando também pela sua aplicação, materiais, processos de fabrico bem também como as suas vantagens e desvantagens.

##### *2.1.1.1 Longarinas*

O chassi de longarinas é já um tipo de chassi antigo, que data dos tempos da carruagem movida a cavalos e como o próprio nome indica (vem do inglês *ladder chassis*) é constituído por dois eixos longitudinais (as longarinas) interligados por secções laterais e transversais, sendo ainda hoje muito usados por exemplo em SUVs. Foram inicialmente projetados para resistirem à flexão sem ter em consideração a rigidez torsional (por sinal um dos esforços muito importantes a que um chassi está sujeito). A estrutura em forma de escada funciona como a fundação do chassi, sendo que as suas vigas resistem a forças transversais e cargas de flexão, sendo a partir de 1930 adicionadas ligações cruciformes de forma a aumentar a rigidez torsional. [4].

As longarinas podem possuir uma geometria diferente consoante a carroçaria, condições de carga, bem como a finalidade a que se destina o veículo (citadino, todo-o-terreno, corrida, etc.), possuindo ainda as mesmas locais de ligações próprios para componentes como as suspensões e outros constituintes do automóvel.[5]

**Vantagens [5]:**

- Possibilidade de conceção manual;
- Capacidade de transportar maiores cargas;
- Grande variedade de tipos de carroçarias;
- Boa resistência à flexão;
- As flanges suportam grandes tensões:
- O facto de ser uma estrutura de secção aberta permite um acesso fácil para ajustar e consertar alguns components;
- A torção do quadro lateral é evitada;
- A carga proveniente do automóvel é aplicada ao longo de todo o chassis o que evita a concentração de tensões nos furos das flanges sobre altas tensões.

**Principal desvantagem: [6]**

- Sendo uma estrutura bidimensional apresenta baixa rigidez torsional.

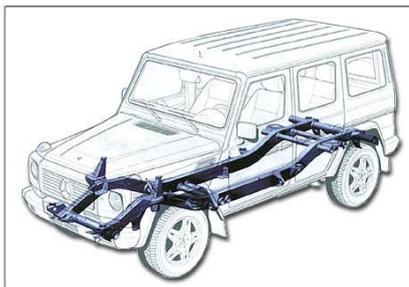


Figura 1 – Mercedes Benz 463 G Class constituído por um chassis de longarinas [6]

As longarinas são dos componentes principais responsáveis por absorver a energia de impacto decorrente de um acidente automóvel, sendo estruturas muito importante no âmbito de estudos de segurança rodoviária. [5]

**2.1.1.2 Backbone**

O chassis backbone apresenta uma configuração extremamente simples e consiste numa forte “cauda” (do inglês *Backbone*) tubular (normalmente num formato retangular) que tem o intuito de ligar os eixos dianteiro e traseiro. [7] Apresenta uma construção similar ao chassis

de longarinas, excetuando que neste caso em vez de haver uma estrutura de longarinas bidimensional, apenas temos implementada a *backbone* que proporciona a maior parte da rigidez necessária ao sistema. [8]

O sistema de transmissão, motor e suspensões encontram-se acoplados a ambas as extremidades do *backbone*. Este tipo de chassis pode ser encontrado por exemplo no Lotus Elan, sendo que o mesmo foi idealizado por um dos fundadores da *Lotus Engineering Ltd*, de seu nome Anthony Colin Bruce Chapman [7]. Este tipo de chassis apresenta as seguintes vantagens: [9-11]

- Adequado a carros desportivos de menores dimensões;
- Facilidade de construção manual;
- Barato de produzir em baixo volume;
- Custo para produzir em massa;
- Cria um “rolling chassis” antes da instalação “corpo” do automóvel;
- Desassocia cargas dos chassis das cargas provenientes do “corpo” automóvel.

E as seguintes desvantagens: [9-11]

- Não apresenta qualquer proteção contra impactos laterais;
- Não é adequado a carros desportivos de alta performance;
- Construção demasiado pesada para se conseguir uma rigidez torsional razoável, devido aos momentos criados pela distância das rodas ao eixo.



Figura 2 – Chassis backbone presente no Lotus Elan [13]

### ***2.1.1.3 Tubular***

O chassis tubular emprega dezenas de tubos de secção circular ou quadrada, sendo que o primeiro apresenta maior rigidez, e o segundo embora apresentando uma menor rigidez, permite uma ligação mais fácil e simples aos painéis do corpo do automóvel. Com este tipo de ligações

tubulares é possível construí-lo em várias direções, criando geometrias complexas quase como que uma típica gaiola de pássaros, o que tem como principal vantagem resistir a forças nas mais variadas direções. [6]

Este tipo de chassis foi desenvolvido pelo facto dos chassis de longarinas não possuírem, segundo os engenheiros da altura, boa rigidez, criando-se assim uma estrutura tridimensional que correspondesse às suas exigências.

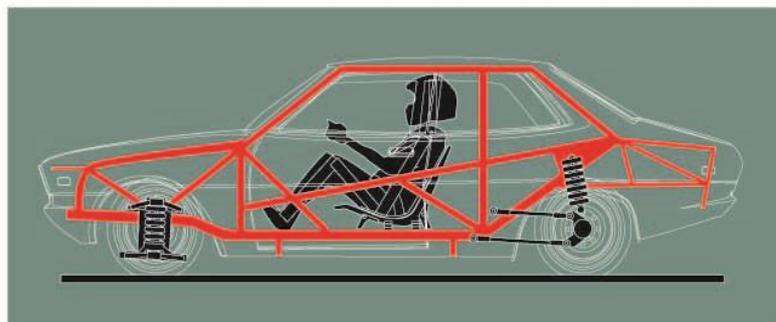


Figura 3 – Chassis tubular de um Sigma Galant [13]

O primeiro chassis spaceframe foi produzido nos anos 30 por desenhistas como Buckminster Fuller e William Bushnell. O primeiro automóvel de corrida a experimentar este tipo de design foi o Cisitalia D46 em 1946. Um ano mais tarde a Porsche projetou o seu Tipo 360 para a Cisitalia, e como o mesmo incluía tubos dispostos na diagonal, pode então ser considerado o primeiro e verdadeiramente chassis do tipo spaceframe. [12] [13]



Figura 4 – Cisitalia D46 em 1946 na Copa Brezzi, realizada no Valentino Park em Turim [13]

**Vantagens [14]:**

- Redução de peso
- Redução de tensões nas várias direções devido à construção tridimensional

**Desvantagens [14] :**

- Estrutura complexa;
- Desenvolvimento mais dispendioso economicamente;
- Exige um desenvolvimento mais prolongado no tempo;
- Mais difícil de aplicar uma produção automatizada na construção do mesmo.

#### ***2.1.1.4 Monocoque***

Atualmente a maioria dos veículos automóveis são produzidos recorrendo ao chassis monoque (cerca de 99%) devido ao baixo preço de custo e alta robotização na produção do mesmo.

O chassi monoque é uma estrutura única que define a forma final do automóvel, obtendo-se o mesmo através da prensagem de chapas de metal que são posteriormente ligadas entre si através de rebitagem ou processos de solda, conferindo dessa maneira a forma final ao chassis. [15]

Os materiais mais utilizados na construção do mesmo, são ligas de alumínio, o aço e em alguns casos a fibra de carbono (mais utilizado em veículos de competição ou de alta performance, devido ao seu menor peso). [15]

A McLaren foi a primeira a usar fibra de carbono reforçada com polimeros para construir o chassis monoque do McLaren MP4/1, que fez a sua estreia em 1981. Uma construção leve mas ao mesmo tempo sólida tornou-se essencial no alto rendimento das corridas desportivas, nomeadamente na Fórmula 1, tendo dessa forma em 1992 a McLaren tornado o F1 o primeiro carro de produção a usar o chassis monoque de fibra de carbono. [16]



Figura 5 – Chassis monoque do McLaren F1 [16]



Figura 6 – Chassis monocoque em fibra de carbono [16]

**Vantagens:** [18]

- Barato se a produção for de larga escala;
- Boa proteção contra impacto;
- Eficiente em termos de espaço.

**Desvantagens:** [18]

- Peso elevado;
- Impossível para produções de baixo volume.

## 2.2 NCAP

Neste subcapítulo descrever-se-á de uma forma muito geral e simples o objetivo do NCAP e de que forma são testados os veículos no âmbito do crashworthiness, atestando assim a importância deste tipo de testes e melhorias implementadas decorrente das conclusões tiradas desses mesmos testes. Dar-se-á particular relevo ao impacto frontal já que que o tema central desta dissertação apenas diz respeito a impacto frontal.

### 2.2.1 Legislação

A legislação europeia define o requisitos mínimos de segurança que os carros têm de cumprir antes de serem vendidos na União Europeia, sendo que os testes do Euro NCAP vão para além destes requisitos mínimos, e são projetados para melhorar a segurança rodoviária encorajando dessa forma os fabricantes a ir mais além dos requisitos mínimos.

Alguns dos testes do NCAP, como os testes frontais e laterais de impacto, são similares aos testes legislativos em termos de configuração , mas nestes aplicam-se condições mais severas ou

critérios de performance, enquanto que nos testes de poste (pole test) e ricochete (wiplash test) não estão incluídas de todo na legislação atual.

### 2.2.2 Impacto frontal

Este teste consiste num impacto contra uma barreira deformável, a uma velocidade de 64 km/h), o que corresponde a uma velocidade 8 km/h maior do que aquela que está explícita na legislação, com a configuração observável na figura seguinte:

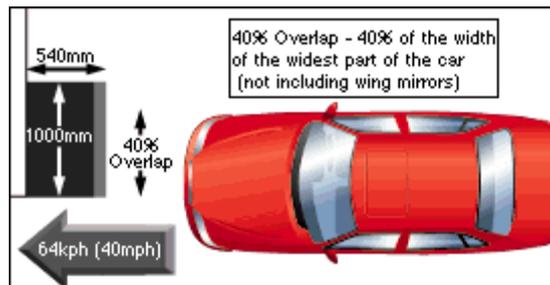


Figura 7 – Configuração do teste de impacto frontal segundo o NCAP [19]

Sendo este o tipo mais comum de impacto em acidentes rodoviários que causa lesões sérias e até fatais, é um teste severo e rigoroso à integridade e estabilidade do compartimento dos passageiros e aos componentes de segurança passiva como são exemplo os cintos e airbags. O contacto entre os bonecos de testes (condutor adulto e passageiro da frente) e a intrusão de componentes presentes no cockpit são tidos em conta, assim como o contacto dos joelhos com as estruturas rígidas na parte inferior do painel de instrumentos, etc. [19]

A avaliação do teste é feita recorrendo a gravações de vídeo, dados gravados a partir dos bonecos de testes e ainda de uma inspeção detalhada do carro após o teste. [19]

### 2.2.3 Impacto frontal total

Desde Janeiro de 2015 o Euro NCAP adicionou um teste de barreira rígida com impacto frontal total (ou seja toda a parte frontal do veículo entra em contacto com a barreira rígida), a uma velocidade de 50 km/h. [19]

O teste está projetado para testar a habilidade dos sistemas de restrição do veículo de lidar com maiores taxas de desaceleração que decorrem com o aumento ao longo dos anos da rigidez dos automóveis, sendo obvio que ocupantes de menor tamanho ou mais idade estão mais vulneráveis a lesões. [19]

Este teste é um bom complemento do teste frontal do Euro NCAP mas com offset de 40%, sendo que tem de ser encontrado um equilíbrio entre um sistema de retenção suficientemente

“rígido” para restringir um boneco macho no teste a 64 km/h e um que se coadune suficientemente para limiar as forças de desaceleração numa fêmema de pequeno porte. [19]

## 2.3 Crashworthiness

Quando aplicado à indústria automóvel, diz respeito a uma medida que a estrutura do veículo tem de deformar plasticamente mas ao mesmo tempo manter uma área ou espaço suficientes de forma a manter a integridade física dos ocupantes, em acidentes que envolvam forças de desaceleração substanciais. [20]

O crashworthiness foi introduzido no início dos anos 50, sendo que o termo diz respeito à capacidade de uma estrutura e qualquer um dos seus componentes de proteger os seus ocupantes. [20]

Estes parâmetros são aferidos através de testes experimentais mas também modelos analíticos e numéricos. [20]

### 2.3.1 Objetivos e requisitos do crashworthiness

Na altura em que os veículos eram fabricados em madeira por exemplo, o objetivo do crashworthiness era evitar a todo custo qualquer deformação que pudesse existir.

Com o passar do tempo e a evolução automóvel, os mesmos passaram a incluir zonas de deformação progressiva, por forma a absorver parte da energia cinética resultante do impacto, através da deformação plástica controlada. [21]

Atualmente, as estruturas dos veículos automóvel são projetados por forma a absorverem parte da energia decorrente do impacto, manter abaixo do limite do corpo humano o *crash deceleration pulse* (impulso de desaceleração devido ao impacto) e manter ao mesmo tempo a integridade do espaço reservado aos passageiros.

Aquando da ocorrência de um impacto, os materiais em jogo devem absorver a energia cinética decorrente do impacto dentro de um espectro de tempo por forma a garantirem a desaceleração necessária, a que os passageiros não sofram danos cerebrais e cervicais irreparáveis, o que acontece aos 20G. [22][23]

O ideal quanto à proteção dos ocupantes no que diz respeito ao impulso de desaceleração será este ter um pico inicial e um decréscimo gradual ao longo do tempo. Deste modo pode definir-se como objetivo primordial do crashworthiness obter uma estrutura otimizada de um veículo que tanto possa absorver a energia resultante de um impacto através de uma deformação plástica

controlada e ao mesmo tempo manter uma área e espaço adequado para que os outros sistemas de segurança como cintos de segurança, airbags, etc possam lidar com a energia restante não absorvida, de modo a que esta não seja transferida para os ocupantes, pondo assim a sua integridade em risco.[20]

Correntemente usam-se quatro tipos de testes de impacto para avaliar as propriedades de um veículo: impacto frontal, lateral, traseiro e de capotamento. [24]

A estrutura de um veículo deve ser suficientemente rígida, tanto à flexão como à torsão. Um dos problemas que se põe também são as altas frequências que dão a origem a brusquidão e conferem um carácter desagradável à condução, sendo que a estrutura deve ser projetada para minimizar as mesmas.

Para fazer face ao impulso de desaceleração apresentam-se os seguintes requisitos: [20][25]

- Zona frontal deformável mas ao mesmo tempo rígida o suficiente com zonas de deformação para absorção da energia cinética resultante do impacto frontal, através de deformação plástica, e consequente prevenção de intrusão de outros elementos (como por exemplo no impacto contra árvores ou postes de electricidade), e também de outros elementos associados à estrutura e cockpit do veículo;
- Estrutura traseira deformável para manter a integridade dos passageiros dos bancos de trás e do depósito de combustível.
- Estruturas laterais e portas adequadas por forma a minimizar a intrusão em caso de impacto lateral, e prevenir a abertura das portas devido às cargas de impacto;
- Estrutura do tejadilho forte o suficiente para proteção em caso de capotamento;

## 2.4 Estruturas tubulares de espessura reduzida

As estruturas tubulares de paredes finas, ou de espessura reduzida, têm sido utilizadas como estruturas de absorção de energia porque possuem a característica de encurvarem progressivamente através de dobras plásticas do material, sobre impacto axial a baixa-média velocidade.[26] [27]

O principal objetivo destas estruturas será o de converter a energia cinética do impacto noutra forma de energia quando estas deformam, por forma a reduzir a carga máxima que causará maiores desacelerações, que por sua vez são muito prejudiciais à integridade física dos passageiros. [28]

## 2.4.1 Parâmetros de avaliação

Neste subcapítulo apresentam-se os parâmetros de crashworthiness mais relevantes de forma a fazer uma avaliação exigente e eficiente da eficiência de estruturas tubulares de paredes finas quando sujeitas a impacto axial.

### 2.4.4.1 Pico de Carga máxima, $P_{máx}$

A carga máxima, é a carga mais elevada observada em ensaio de compressão carga – deslocamento, necessária para provocar deformação permanente no tubo. A baixas velocidades (logo a impactos de baixa energia) o ideal seria que não acontecesse qualquer deformação plástica já que neste caso seria considerado que a estrutura em questão teria sofrido dano e não que teria ajudado a absorver energia de impacto e consequentemente a proteger os ocupantes do veículo, já que tais velocidades e energias de impacto nunca poriam em risco a integridade dos ocupantes, e por outro lado uma carga muito alta necessária para se iniciar a deformação plástica no tubo poderia levar a que a energia resultante do impacto anterior à que ativa a deformação pudesse ser transferida aos ocupantes, pondo dessa forma em risco a segurança dos ocupantes. [29]

Apesar das estruturas tubulares de parede fina serem considerados bons absorvedores de energia, há pelo menos duas geometrias dos mesmos que fogem à regra, apresentando um pico inicial bastante elevado de carga máxima o que não é de todo desejável. Os vários picos que se observam numa curva carga vs deslocamento correspondem às dobras plásticas que se formam no tubo. [29][30]

Esta carga é função da velocidade de impacto e está relacionada com a velocidade das ondas de tensão elasto-plásticas ao longo do tubo [31].

### 2.4.4.2 Energia absorvida, $E_{abs}$

Pode ser calculada através de duas formas: a partir da curva carga vs deslocamento, fazendo-se o somatório das várias áreas delimitadas pelos picos de carga e o eixo do deslocamento (eixo dos  $xx$ ), ou integrando a curva carga-deslocamento: [29]

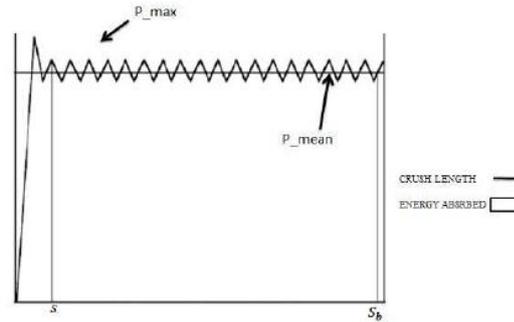


Figura 8 – Representação gráfica de uma curva carga deslocamento típica onde se encontra apresentada a carga máxima ( $P_{m\acute{a}x}$ ), carga média ( $P_{m\acute{e}an}$ ) e a área retangular correspondente à energia absorvida [29]

Pode também ser aproximada através da seguinte equação:

$$E_{abs} = \delta_{m\acute{a}x} * P_m \quad [2-1] \text{ [Cálculo Eabs]}$$

Em que:

$\delta_{m\acute{a}x}$  – deslocamento máximo devido ao impacto

$P_m$  – carga média

#### 2.4.4.3 Crush Force Efficiency (Eficiência da força de esmagamento)

A CFE resulta do quociente entre a carga média ( $P_m$ ) e a carga máxima de esmagamento ( $P_{m\acute{a}x}$ ) como se apresenta a seguir:

$$CFE = \frac{P_m}{P_{m\acute{a}x}} \quad [2-2]$$

É um método muito usado para classificar e comparar a eficiência de absorção de energia decorrente de impacto axial, de vários tubos de parede fina em condições semelhantes.

Enquanto que valores baixos de CFE acontecem devido a picos de carga máxima mais elevados durante o impacto, que provocam por sua vez aumento da aceleração e dano potencial aos passageiros do veículo durante o impacto frontal, algo que deve ser evitado.

O valor do CFE está relacionado com a eficiência estrutural e é uma medida bastante importante para se aferir o quão uma estrutura de um veículo é eficiente. [28].

#### 2.4.4.4 Carga média

Como o próprio nome indica, carga média é a média da variação da carga que o tubo de parede fina sofre desde o início ao fim do impacto axial (este termina quando a energia cinética da massa impactante é igual a zero), podendo ser obtida diretamente a partir do gráfico carga vs

deslocamento ou então dividindo a energia total absorvida pelo tubo pelo deslocamento final de esmagamento. [32]. Daqui se pode concluir que quanto maior o valor da mesma melhor, já que significará um aumento da energia absorvida, ou então uma diminuição da distância de esmagamento, o que significará uma menor probabilidade de intrusão de elementos no cockpit, logo maior probabilidade de se manter a integridade física dos ocupantes.

## 2.5 Modos de deformação

Os modos de deformação de uma estrutura tubular de parede fina são um dos melhores indicadores da eficiência das mesmas na absorção de energia decorrente de impacto.

O modo de deformação progressiva em si apresenta vários indícios de outros modos como são o caso do modo axissimétrico, vulgarmente conhecido como modo concertina por se assemelhar às dobras características que a mesma apresenta, não-axissimétrico (diamante), modo misto (concertina e diamante) e ainda do tipo Euler. [33].

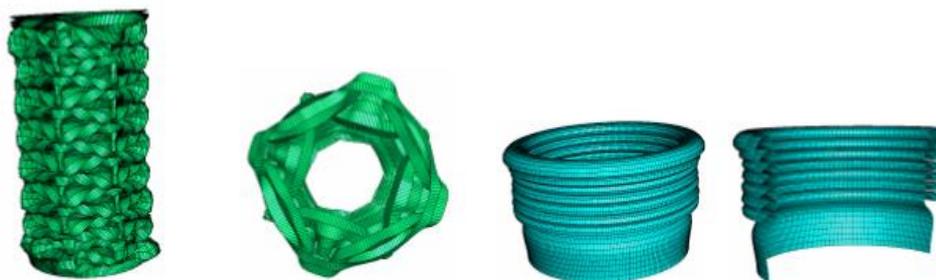


Figura 9 – Modo diamante e modo concertina respetivamente [33]



Figura 10 – Modo misto e modo Euler respetivamente [33]

Em 2007, *Florent Pled et al.* [34] , conduziram um estudo onde tentaram prever e definir relações geométricas por forma a controlar mais facilmente o modo de deformação de um tubo de parede fina, de um alumínio recozido (Al6063T5).

Efetuaram inúmeras combinações de relações geométricas (diâmetro/espessura  $[D/t]$  e comprimento/ diâmetro  $[L/D]$ ) num tubo de secção circular, o que lhes permitiu criar um “mapa” de relações geométricas que permitem saber logo à partida o tipo de deformação que se irá obter no tubo:

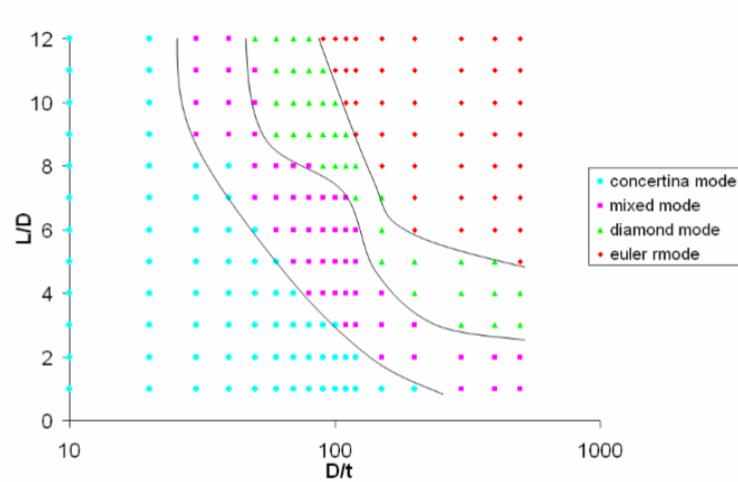


Figura 11 – “Mapa” das relações geométricas e respetivos modos de deformação [34]

A figura 12 mostra os vários modos de deformação para as várias secções e respetivas espessuras. Da figura depreende-se que ao aumento da espessura corresponde o aparecimento do modo concertina, acontecendo o inverso com o modo diamante [34].

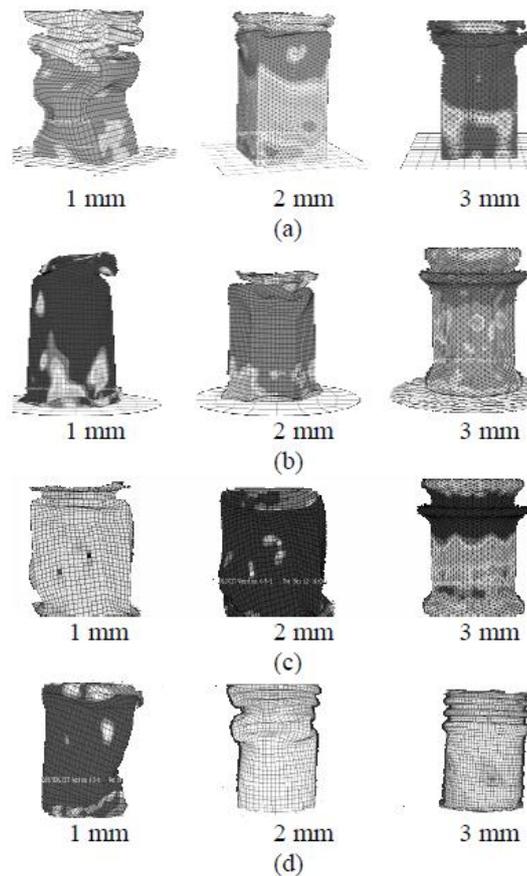


Figura 12 – (a) secção quadrangular , (B) secção hexagonal, (C) secção octogonal, (D) secção circular [34]

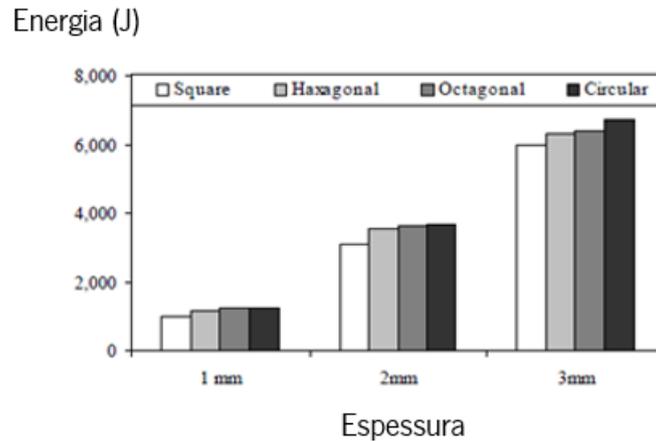


Figura 13 – Energia absorvida em função da geometria e da espessura [Modo Colapso Espessura] [34]

Da figura 13 podemos ver que à medida que a espessura aumenta, aumenta também a capacidade de absorção de energia, e que o perfil circular é nos três casos o perfil que apresenta maior absorção de energia, seguido pelo octogonal.

O estudo anterior é contrariado pelo apresentado a seguir já que apresenta a geometria octogonal como apresentando ligeiramente melhores resultados do que a geometria circular:

Tabela 1 – Geometria dos perfis e perímetros [35]

Perfil	Forma	perímetro (mm)
A	Quadrangular	$300 = 75 + 75 + 75 + 75$
B	Retangular	$300 = 60 + 90 + 60 + 90$
C	Circular	$300 = \pi * 95,5$
D	Hexagonal	$300 = 50 + 50 + 50 + 50 + 50 + 50$
E	Octogonal	$300 = 45 + 30 + 45 + 30 + 45 + 30 + 45 + 30$

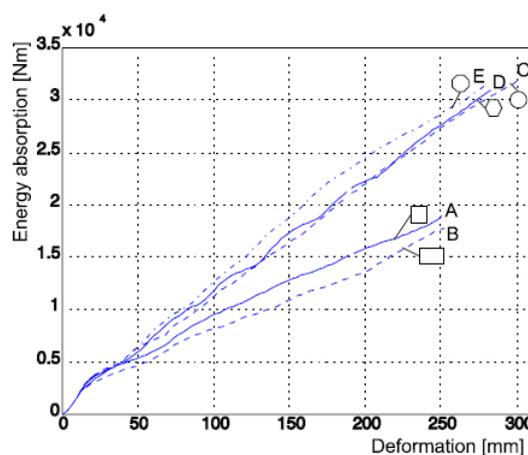


Figura 14 – Gráfico absorção energia vs deformação dos vários perfis [35]

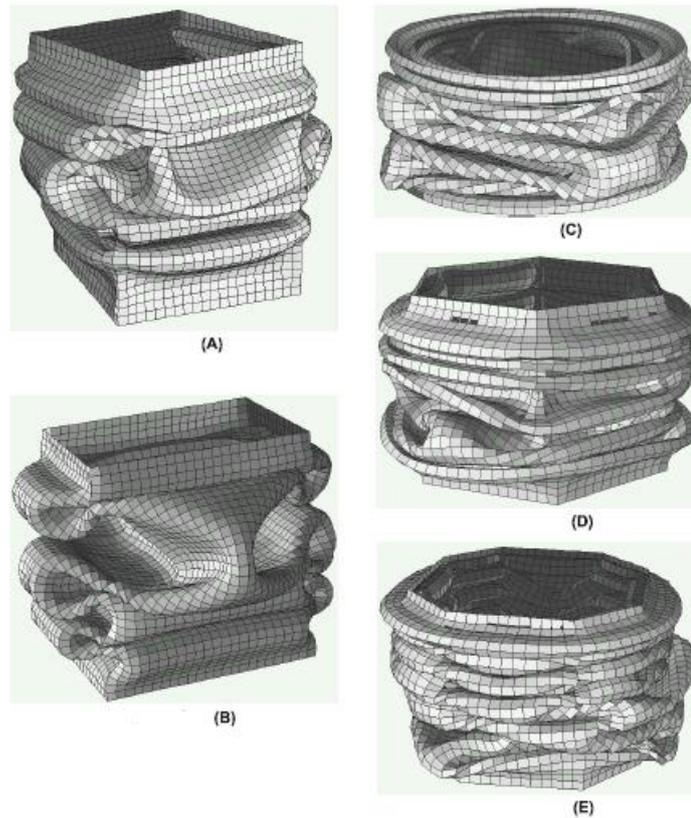


Figura 15 – (A) Secção quadrada ; (B) Secção retangular; (C) Secção circular; (D) Secção hexagonal; (E) Secção octogonal [35]

É observável, que ao facto de o tubo octogonal ser o que apresenta maior absorção de energia, se junta o facto do mesmo apresentar uma deformação mais compacta e regular que as outras secções (deformação concertina). [35]



Figura 16 – Tubo parede fina com baixo rácio  $t/b$  [21]

Mahmood e Paluszny [36] desenvolveram uma abordagem quase-estática sobre estruturas tubulares carregadas axialmente: começam com a premissa que os tubos de parede fina sujeitos a carga axial, começam a encurvar localmente quando a tensão crítica é ultrapassada.

A encurvadura local é o processo que leva a um eventual colapso da secção e consequente flexão da estrutura.

A força de colapso está relacionada com o seu rácio espessura/largura e às propriedades do material. Para rácios espessura/largura baixos ( $t/b = 0,0085 - 0,016$ ), o modo de colapso da estrutura vai ser maioritariamente influenciado pela sua geometria, visto que a sua força local de encurvadura está consideravelmente abaixo da tensão de cedência do material. Para rácios espessura/largura maiores, é expectável que as propriedades do material sejam responsáveis pelo modo de deformação.

O modo de deformação neste caso será estável, mesmo na presença de imperfeições geométricas ou de carga.

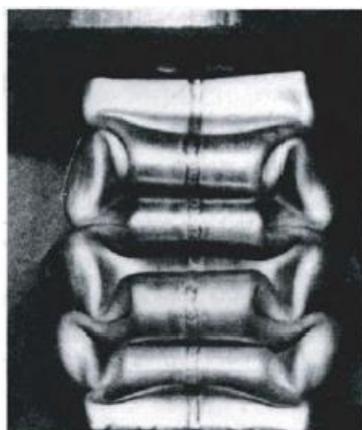


Figura 17 - Padrão de deformação dum tubo de parede fina com rácio elevado  $t/b$  [20]

Como a compacidade de um tubo sobre compressão axial afeta a estabilidade do seu colapso, é importante definir quando uma secção se torna “não compacta” e falha no modo de colapso. De acordo com Mahmood e Paluszny [37], o limiar do rácio espessura/largura é dado por:

$$\left(\frac{t}{b}\right) < 0,48 \sqrt{\frac{\sigma_y(1-\nu^2)}{E}} \quad [2-3]$$

Onde:

$E$  – Módulo de Young

$\nu$  – coeficiente de Poisson

Como referido anteriormente, por forma a alcançar-se um modo de deformação regular, é necessário evitar rácios baixos de  $t/b$ , já que a estes corresponde uma encurvadura elástica precoce, resultando num modo de deformação irregular.

## 2.6 Influência da velocidade de impacto e geometria

Alguns estudos sugerem que quanto maior a velocidade de impacto (desde que a tensão de rotura do material não seja atingida) que uma estrutura tubular de parede fina for sujeita, maior será a sua capacidade absorção de energia. Isto deve-se ao facto de uma porção inicial da energia de impacto poder ser absorvida por deformação de compressão antes de ocorrer a encurvadura progressiva. [37]. A capacidade de absorção de energia pode também ser calculada como a capacidade de absorção de energia específica (por unidade de massa), ao longo do comprimento efetivamente deformado do tubo como se demonstra a seguir: [37] [38]:

$$E_s = E_{Total}/\Delta M \quad [2-4]$$

Onde  $E_{Total}$  é a energia total absorvida no processo de esmagamento e  $\Delta M$  é o comprimento de compressão no tubo (que neste caso é de secção cilíndrica).

A figura 18 demonstra que a absorção de energia específica por massa de tubos de aço macio e de alta resistência com uma espessura de 1,0 mm sobre impacto a três velocidades distintas é maior em aços de alta resistência. O encruamento do material sobre altas velocidades de impacto aumenta a força de impacto e reduz a deformação.[38] É também visível que quanto maior a velocidade de impacto menor é capacidade de absorção de energia por grama para ambos os aços, tendo a mesma um efeito negativo. Não parece observar-se o efeito da deformação de compressão inicial, já que com o aumento da velocidade de impacto se assiste a uma diminuição da energia específica absorvida, ou então esse efeito pode ser tão reduzido que não chega para contrariar o aumento da velocidade de impacto.

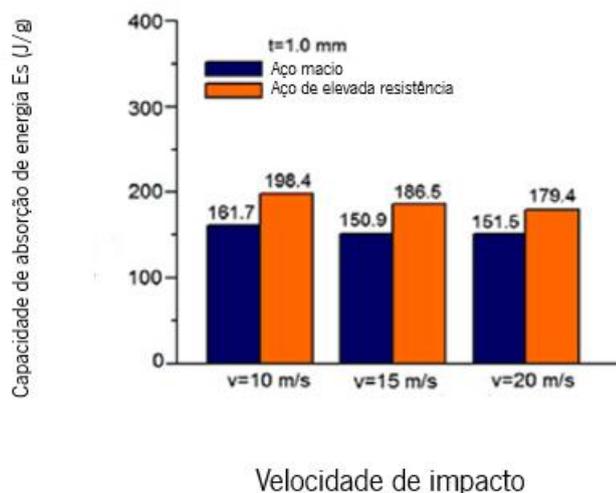


Figura 18 – Capacidade de energia de absorção de tubos de aço macio (mild steel) e de alta resistência (high-strength steel) consoante a velocidade de impacto [38]

Não parece observar-se o efeito da deformação de compressão inicial, já que com o aumento da velocidade de impacto se assiste a uma diminuição da energia específica absorvida, ou então esse efeito pode ser tão reduzido que não chega para contrariar o aumento da velocidade de impacto. De seguida foram testadas várias geometrias e dentro dessas mesmas geometrias existem perfis com variações no perímetro, massa e dimensões principais, que podem ser observados na tabela 2:

Tabela 2 – Tipos de perfis e respetivas dimensões - [29]

Perfil	ID	Perímetro (mm)	Comprimento (mm)	Massa (kg)	Dimensões principais	Espessura (mm)
Circular	C300	300	350	1,7	Diâm. = 95,5	2
	C372	372	350	2	Diâm = 118,1	2
Retangular	R300	300	350	1,7	90*60	2
	R372	372	350	2	112*74	2
Quadrangular	S300	300	350	1,7	75*75	2
	S372	372	350	2	93*93	2
Hexagonal	H300	300	350	1,7	50 cada lado	2
	H372	372	350	2	62	2
Octogonal	O300	300	350	1,7	37,5 cada lado	2
	O372	372	350	2	46,5	2
Elíptico	E300	300	350	1,7	62,31	2
	E272	372	350	2	74,37	2

Tabela 3 – Parâmetros crashworthiness para os tubos da tabela 2 [29]

Indicadores	Circular		Retangular		Quadrangular		Hexagonal		Octogonal		Elíptico	
	C-Direct 300	C-Direct 372	R-Direct 300	R-Direct 372	S-Direct 300	S-Direct 372	H-Direct 300	H-Direct 372	O-Direct 300	O-Direct 372	E-Direct 300	E-Direct 372
Energia (kJ)	14,5	14,8	10,4	11,6	11,4	12	14,5	16,6	14,2	16,4	12,8	14,2
Pmáx (kN)	189	204	163	202	160	200	177	203	180	209	160	189
CFE	0,386	0,366	0,317	0,29	0,357	0,3	0,413	0,4	0,397	0,39	0,4	0,375
Pm (kN)	73	74,7	51,7	58,4	57,1	60,4	73,2	80,6	71,5	82,4	63,9	70,9

Em seguida esses mesmos perfis foram todos testados sob as mesmas condições, e os valores para os parâmetros de crashworthiness podem ser observados na tabela 3, sendo fácil concluir a partir da mesma que ao aumento do perímetro corresponde um aumento da energia absorvida e da carga máxima, e uma diminuição do CFE, já que o aumento da carga máxima é mais significativo do que o aumento da energia absorvida, contribuindo assim negativamente para a eficiência de absorção de energia dos tubos, embora sem grande expressão.

Do mesmo artigo se pode concluir que se uma força provocar flexão no tubo, ou se a carga for oblíqua ao ponto onde é aplicada no tubo, esse efeito poderá ser prejudicial na absorção de energia. Isto é perfeitamente visível nos gráficos seguintes, onde se observa uma grande queda na energia absorvida quando a carga aplicada é oblíqua e provoca a consequente flexão do tubo:

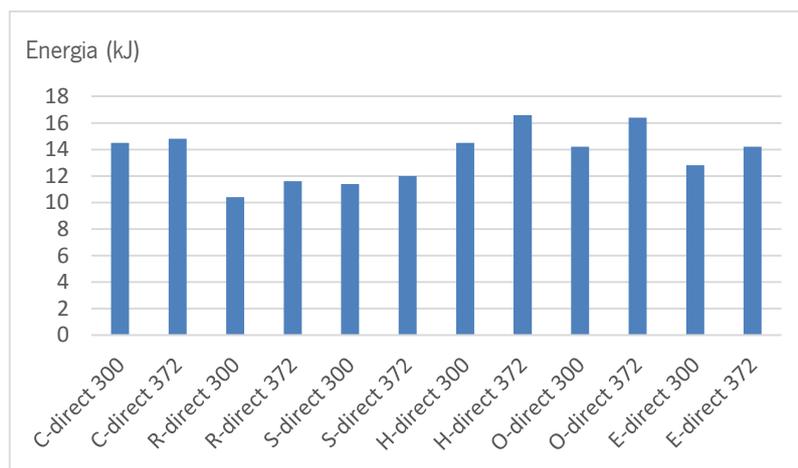


Figura 19 - Gráfico Energia absorvida sobre carga axial [29]

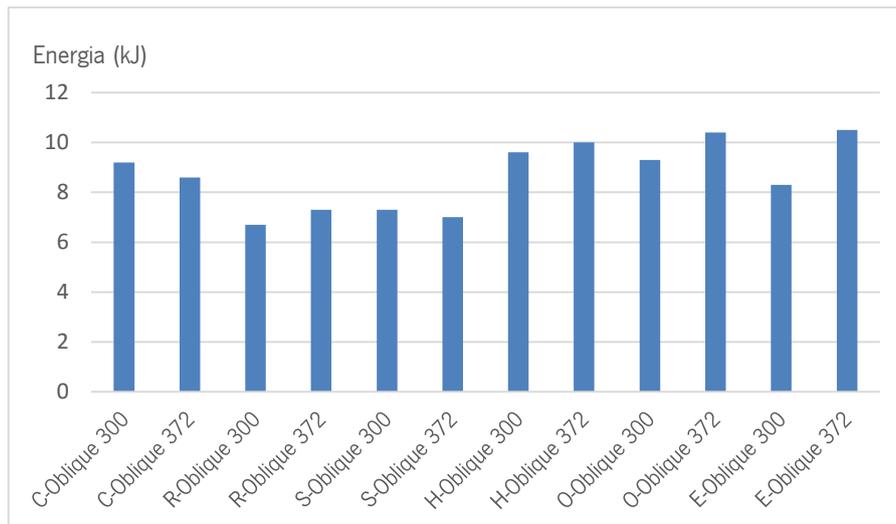


Figura 20 - Gráfico Energia absorvida sobre carga oblíqua [29]

Na sétima conferência europeia de LS-Dyna , Elmarakbi e Fielding [39] apresentaram um estudo onde fazem uma comparação entre várias geometrias de secções de estruturas tubulares longitudinais e as compara em termos de absorção de energia.

Condições iniciais dos testes:

- Comprimento do poste = 100 mm
- Diâmetro do poste = 95 mm
- Velocidade de impacto = 56 km/h
- Massa de impacto = 1100 kg
- Material do tubo – Alumínio não especificado

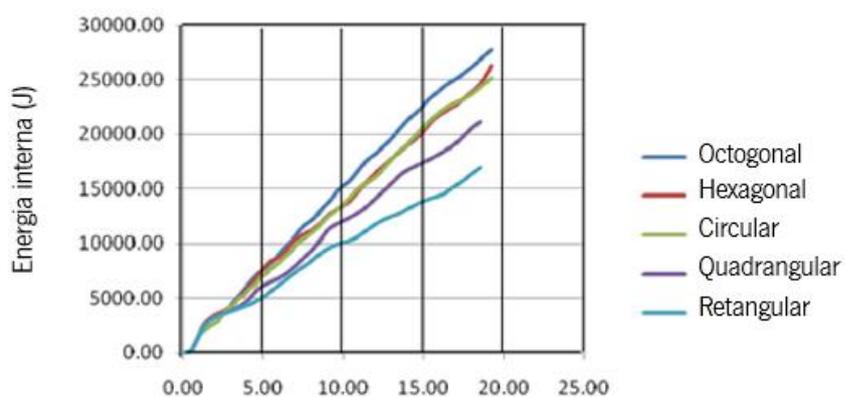


Figura 21 - Energia absorvida pelo poste conforme a sua geometria [39]

Conclui-se que as melhores secções no que toca a absorção de energia são a circular, a hexagonal e a octogonal, com vantagem para esta última. [39]

## 2.7 Iniciadores de deformação configuráveis

Os triggers são elementos (geralmente de muito menores dimensões que o componentes onde vão ser introduzidos) que são projetados para provocar iniciação de deformação , permitindo a esse mesmo componente deformar de uma forma mais controlada, logo mais eficaz, através da iniciação de uma deformação progressiva.[40] São também descritos como fraquezas introduzidas que levam a que uma determinada estrutura inicia a sua deformação regular plástica com recurso a uma não muito maior carga máxima para induzir a primeira dobra plástica. Os triggers permitem ainda prevenir cargas demasiado altas que podem provocar a flexão do tubo ainda por deformar , ou provocar uma deformação não esperada do mesmo. Ao permitirem uma deformação controlada numa das extremidades do tubo, o resto não deformado do tubo, e se a deformação se mantiver regular, pode ser sujeito a estas dobras plásticas regulares que potenciarão ao máximo a capacidade de absorção de energia pelo tubo em questão, ao contrário do que aconteceria caso houvesse flexão, em que apenas se formariam algumas dobras e o resto do tubo provavelmente apresentaria modos mistos de deformação. [35]

### 2.7.1 Iniciadores de deformação geométricos

*Triggers* mecânicos são aqueles em que se utiliza uma alteração na geometria de um tubo para controlar a sua deformação. São exemplos de triggers mecânicos, indentações, sobresspessuras, etc., existindo inúmeras configurações possíveis dos mesmo alterando parâmetros como espessura, geometria e disposição . Apresenta-se de seguida alguns estudos envolvendo este tipo de triggers.

Num estudo elaborado por Willibrordus [35] procedeu-se à comparação entre estruturas tubulares não possuindo iniciador de deformação configurável e outra possuindo esse mesmo iniciador como é possível observar na figura 21 :

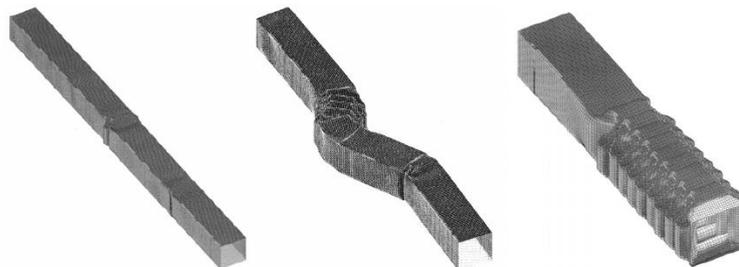


Figura 22 – As duas primeiras colunas não apresentam trigger, enquanto a última apresenta trigger frontal [35]

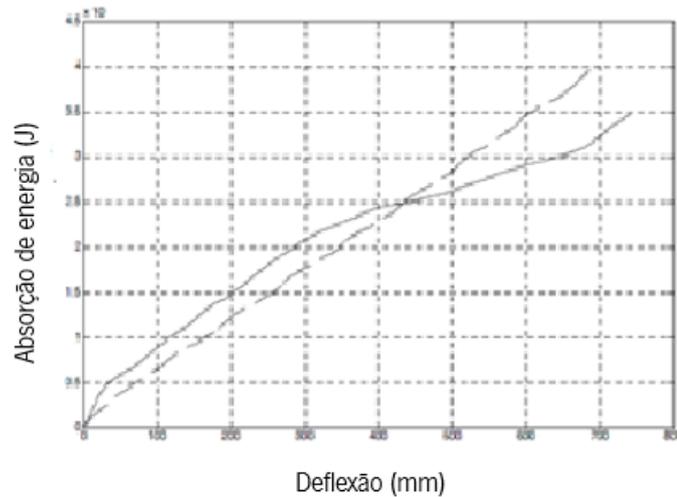


Figura 23 - Energia absorvida de um tubo com trigger (- - -) e outro tubo sem trigger (—) [35]

Na figura 22 comparam-se os dois primeiros tubos presentes na figura 21.

Da observação do gráfico pode-se concluir que pelo motivo da coluna sem trigger ser mais rígida, esta absorve mais energia numa fase inicial do impacto, energia essa que é reduzida a partir do momento em que a coluna sofre flexão. A metade do comprimento do comprimento de onda (wavelength) de uma dobra plástica pode ser calculada através da seguinte fórmula, [41] onde  $t$  é a espessura e,  $a$  e  $b$  são as dimensões da face:

$$2H = 0,983 * \sqrt[3]{\left(\frac{a+b}{2}\right)^2 * t} \quad [2-5]$$

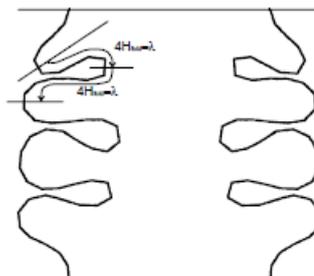


Figura 24 – Representação da wavelenght completa (4h) [41]

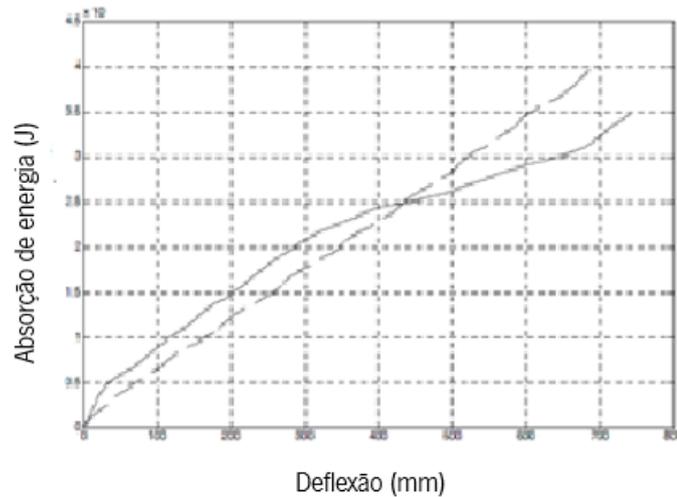


Figura 25 – Carga presente no tubo com trigger (---) e sem trigger (—) em função da deflexão [35]

É visível na figura 24 que o iniciador de deformação configurável tem o efeito de baixar drasticamente a carga máxima que inicia a deformação da coluna.

O gráfico da figura 25, que diz respeito a outro artigo, refere-se a um tubo de secção circular, onde se apresenta a comparação entre tubo sem trigger, e o tubo com trigger colocado em diferentes posições. É visível que os trigger colocados a 10 e 15 mm do tubo apresentam resultados semelhantes, enquanto que a 5 mm se denota uma redução acentuada da primeira carga. [36].

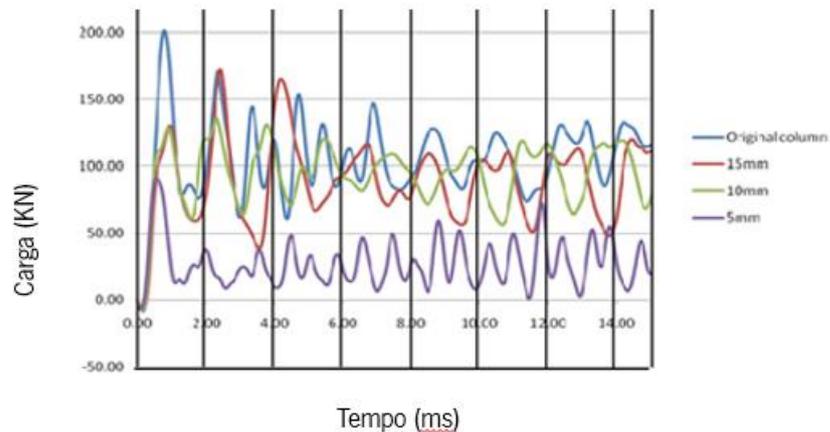


Figura 26 – Gráfico mostrando a carga presente num tubo sem trigger e em tubos com trigger posicionado em diferentes localizações [36]

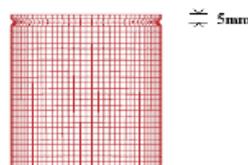


Figura 27- Tubo com trigger a 5 mm [36]

Por último, o artigo apresentado a seguir [42] diz respeito a um iniciador de deformação configurável que não é nada mais que uma sobreespessura rodeando a secção inicial do tubo.

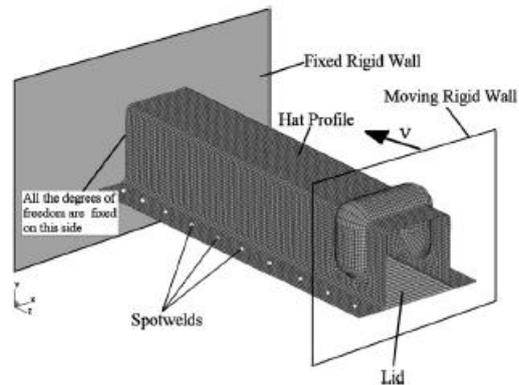


Figura 28 – Configuração da simulação de um tubo com um trigger de sobreespessura [42]

Para determinar os efeitos do trigger no processo de deformação e parâmetros de crashworthiness do tubo, foram selecionados quatro tipos de modelos, os quais se descrevem a seguir:

- i. Modelo sem trigger;
- ii. Modelo com um trigger (raio fillet=2mm, raio=12 mm e altura  $y=6$  mm) colocado a 30 mm da zona não fixa do tubo;
- iii. Dois triggers com a mesma geometria e dimensões. O primeiro trigger colocado à mesma distância do que o descrito no segundo modelo, enquanto que o segundo trigger foi colocado a 40 mm do primeiro;
- iv. Três triggers espaçados entre si por 40 mm.

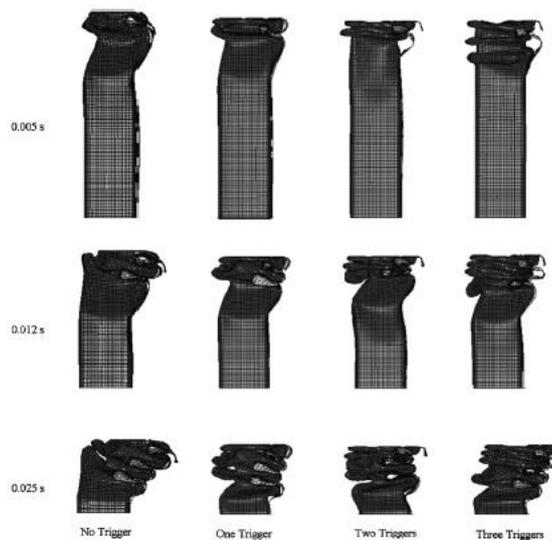


Figura 29 – Modos de deformação dos 4 modelos [42]

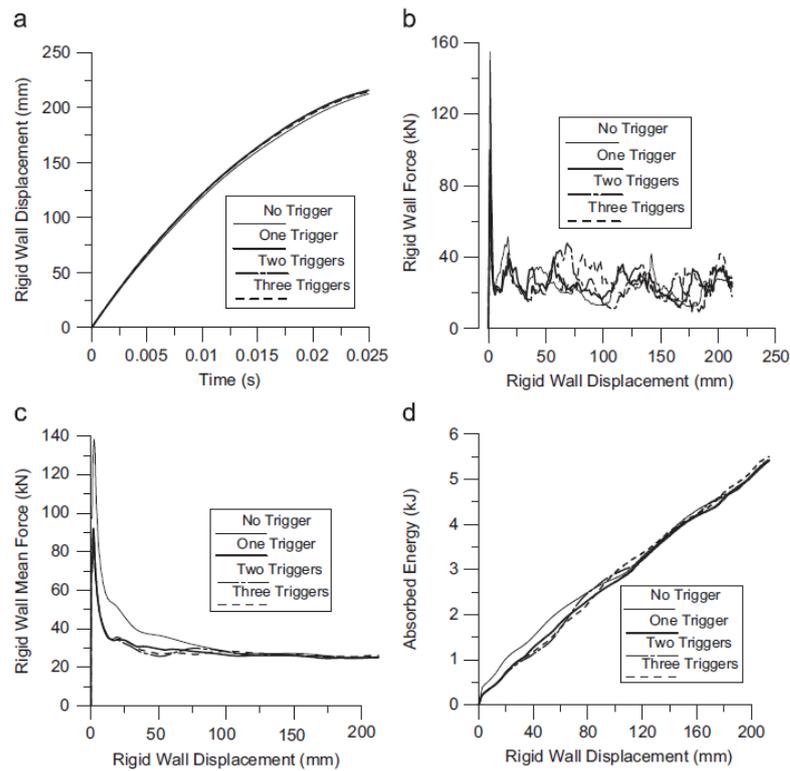


Figura 30 – Efeitos do trigger na eficiência da deformação: (a) Deslocamento da parede axial–tempo de resposta, (b) Carga de deformação da parede axial – deslocamento axial da parede rígida (c) carga média de deformação da parede – deslocamento axial da parede rígida (d) energia absorvida – deslocamento axial da parede rígida. [42]

Da figura 29 observa-se que a solução envolvendo três triggers é globalmente a melhor solução, apresentado uma menor carga inicial e ligeiramente superior energia absorvida.

## 2.7.2 Iniciadores de deformação térmicos

Triggers térmicos, são triggers que correspondem a zonas do tubo tratadas termicamente por forma a baixar as suas propriedades mecânicas em relação ao resto do tubo, criando assim uma zona mais fraca para melhor controlo da sua deformação e otimização dos parâmetros de crashworthiness.

O estudo que se apresenta a seguir, por forma a aferir da influência dos mesmos no âmbito do crashworthiness, é da autoria de Peixinho et al. [31], e incide sobre uma estrutura tubular de espessura reduzida de secção quadrada, em Al6061-T5, em que várias secções do tubo são tratadas termicamente (alterando assim as suas propriedades mecânicas) recorrendo à tecnologia laser, o que implica maiores custos do que uma “simples” alteração geométrica do tubo como acontece com os triggers geométricos.

Tabela 2 – Tipos de *triggers* estudados [31]

	a)	b)	c)	d)	e)	f)	g)	h)	i)
<b>referência</b>	w.t.	c1	c2	2l-p1	4l-p1	4laser-p1	2l-p2	4l-p2	4laser-p2
<b>Tipo de trigger</b>	sem trigger	Trigger complexo em 2 faces	2 Triggers complexos em 2 faces	1 trigger em 2 faces opostas	Um trigger em 4 faces	4 Triggers em 2 faces opostas	1 Trigger em 2 faces opostas	1 Trigger em 4 faces	4 Triggers em 2 faces opostas

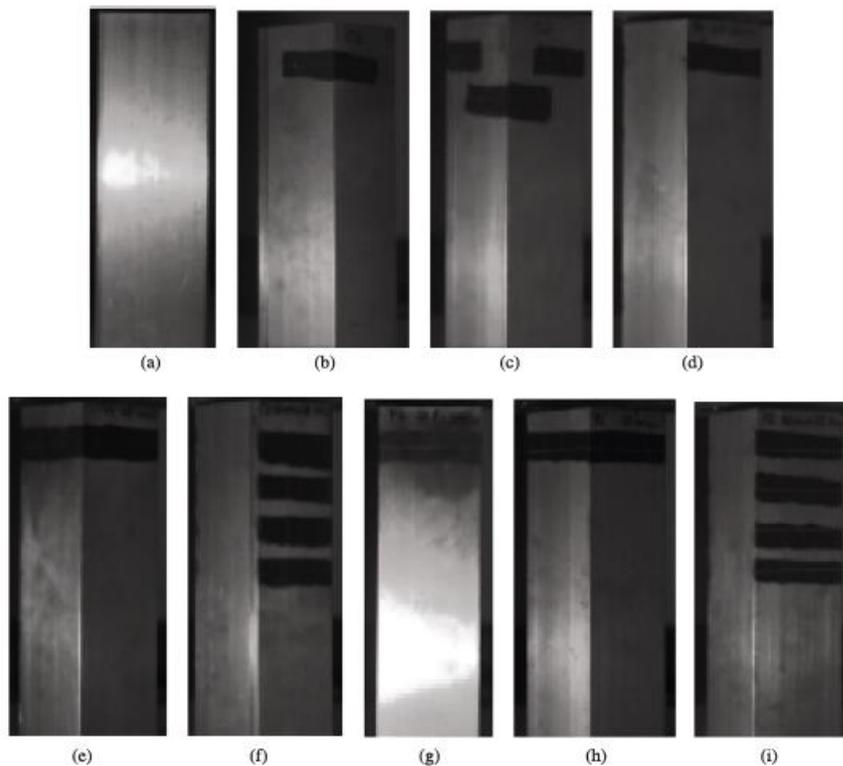


Figura 31 – Configuração dos triggers como explicado na tabela 5 [31]

Os triggers da figura 30, foram colocados a 30 mm topo e espaçados entre si 30 mm no caso de haver mais do que um trigger. De seguida apresentam-se tabelas contendo os valores dos parâmetros de crashworthiness para os testes dinâmicos realizados para as diferentes configurações de triggers.

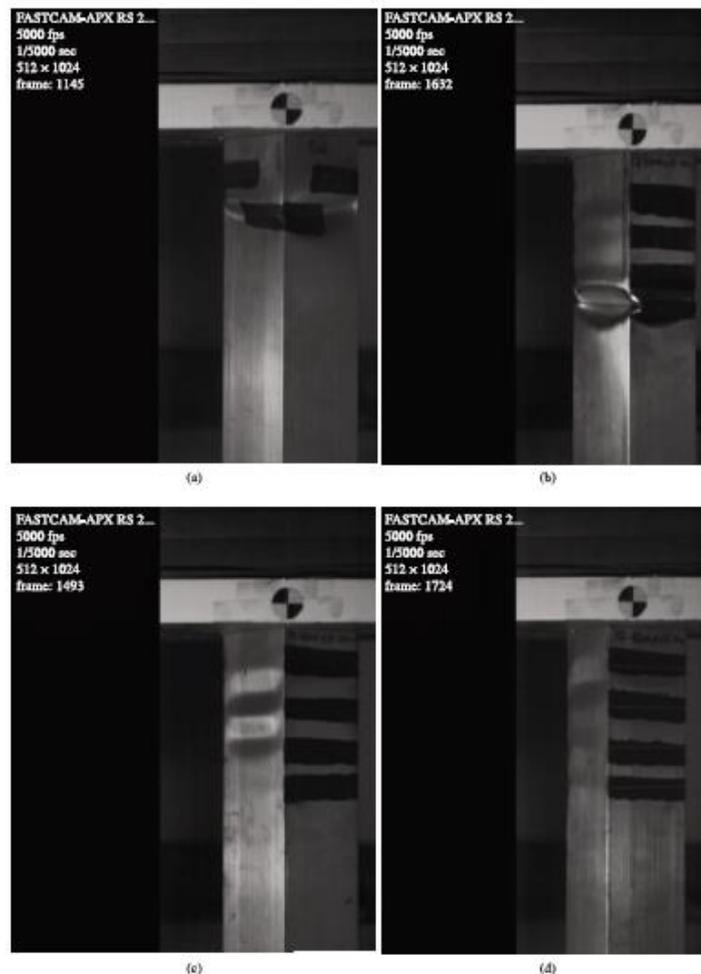


Figura 32 – Zonas de deformação inicial para: (a) c2 (b) 4laser-p1 (c) 4laser-p1 (d) 4laser-p2 [31]

Peixinho et al. tiraram as seguintes conclusões a partir dos dados anteriormente apresentados:

- as dobras plásticas começam por se formar na parte superior dos tubos e continuam a progredir gradualmente ao longo do tubo, à exceção das geometrias c2. 4laser-p1 e 4laser-p2 que são constituídas por mais do que um trigger, e em alguns raros casos iniciam na primeira linha (figura 31).
- No caso específico do c2 com uma velocidade de impacto de 8,163 m/s, um pico de carga máxima é observado devido à dobra plástica inicial que se inicia na segunda linha do trigger.
- A dispersão dos resultados observados para o tubo sem triggers e o elevado valor do pico de carga máxima observado nesses testes, indicam que os tubos de secção quadrada possuem baixa estabilidade no processo de deformação, ao contrário dos tubos que possuem triggers, apresentando estes um modo de deformação mais

consistente ao mesmo tempo que apresentam uma redução efetiva da carga máxima, em particular para as geometrias c1, 2l-p1, e 2l-p2.

- Com a redução benéfica do pico de carga máxima consegue-se ao mesmo tempo uma redução do pico de aceleração que os passageiros experienciam.
- Apesar destes benefícios existe uma redução da carga média para algumas geometrias em particular como são o caso do 2l-p1, 2l-p2 e 4l-p2;
- Independentemente da velocidade de impacto, a força mantém-se praticamente igual.

## 2.8 Método dos elementos finitos

### 2.8.1 Introdução histórica

O surgimento do método dos elementos finitos resultou da necessidade de se resolverem problemas complexos de elasticidade e análise estrutural no âmbito da engenharia civil e aeronáutica.

Um dos primeiros trabalhos registados que usam o método dos elementos finitos, foi da autoria de A. Hrennikoff e R.Courant [43]. Nos anos 50 e 60, na China, baseado nos cálculos das construções de barragens, K. Feng propôs um método numérico para a resolução de equações diferenciais parciais.

O método dos elementos finitos atingiu o seu auge nos anos 60 e 70 com os avanços de J.H. Argyris et. al, e também nos anos vindouros com a consequente disponibilização de software que faria uso do método dos elementos finitos. [45]

### 2.8.2 Funcionamento MEF

O método dos elementos finitos é uma técnica numérica para encontrar soluções aproximadas para equações diferenciais parciais [43]. Utiliza uma subdivisão do domínio de um problema, dividindo-o em partes mais simples, chamadas elementos finitos, e métodos variacionais do cálculo de variações, para solucionar o problema minimizando a margem de erro associada às equações. [44] O MEF engloba métodos que conectam muitas equações simples de elementos a muitos pequenos subdomínios, chamados elementos finitos, para aproximar uma mais complexa equação a um maior domínio. [44]

### 2.8.2.1 Conceitos básicos

A subdivisão de um domínio inteiro em partes mais simples emprega várias vantagens:

- Representação eficaz de uma geometria complexa
- Conjugação de diferentes propriedades do material
- Representação fácil da solução total
- Obtenção de efeitos locais (efeitos das forças aplicadas por exemplo) [45]

Um típico método de resolução envolve como referido anteriormente, dividir o domínio do problema num conjunto de subdomínios, onde cada subdomínio é representado por um conjunto de equações dos elementos, seguido por uma recombinação sistemática de todos os conjuntos dessas mesmas equações para um sistema global de equações para o cálculo final. O sistema global pode ser calculado através dos valores iniciais do problema original por forma a obter-se uma resposta numérica. [46]

Para se entender melhor como são feitas as aproximações usando este método, o MEF é frequentemente introduzido como um caso especial do Método de Galerkin. O processo matemático deste processo permite construir um integral do produto interior do residual e das funções do peso e levar o integral a zero, sendo o residual o erro causado pelas equações de teste, e as funções do peso funções polinomiais de aproximação.

Este processo elimina todas as derivações espaciais das equações diferenciais parciais (EDP), aproximando ainda as mesmas localmente com um conjunto de equações algébricas (para problemas não transientes), e um conjunto de equações diferenciais ordinárias (para problemas transientes). [46]

Num passo seguinte, o sistema global de equações é gerado a partir das equações dos elementos através da transformação das coordenadas dos nós locais dos subdomínios para o nós globais domínio. Esta transformação espacial inclui um reajuste apropriado de orientação, já que é aplicado em relação ao eixo de coordenadas de referência. [46]

O MEF é melhor entendido a partir da sua aplicação prática conhecida como Análise dos Elementos Finitos (AEF). A AEF é uma ferramenta computacional para realizar análises de engenharia, que inclui o uso de geração de malha por forma a dividir um problema complexa em elementos mais pequenos, assim como o uso de softwares programadas com algoritmos do método dos elementos finitos. [47]

Na aplicação de AEF, o problema complexo consiste normalmente num sistema físico com a física subjacente ao mesmo, como a equação da viga de Euler-Bernoulli, equações de

aquecimento, etc., sendo uma boa escolha para analisar problemas em domínios complexos como carros, oleodutos, etc.), quando o domínio varia (como por exemplo numa reação no estado sólido com uma fronteira móvel, quando a precisão desejada varia sobre todo o domínio. Um exemplo destas vantagens, por exemplo numa simulação de impacto frontal, é o facto de se poder aumentar a precisão da previsão da mesma numa área desejável (por exemplo na frente do carro) e reduzi-la na dianteira do mesmo, reduzindo-se assim a duração e o custo associado à simulação. [47]

### ***2.8.2.2 Tipos de simulações***

Existem vários tipos de simulações que o método dos elementos finitos veio a disseminar, dos quais são apresentados alguns exemplos a seguir: [48]

- Simulação de montagens: estudo das interações entre os componentes ainda na fase de protótipo virtual, proporcionando a redução do número de protótipos físicos, através de análises de resposta da tensão, deformação de deslocamento;
- Simulação de mecanismos: simulação do movimento em mecanismos de motores, atuadores, redutores, entre outros;
- Simulação de estruturas soldadas: validação de estruturas soldadas sob cargas de pressão, forças e carregamentos de suportes, visualização de resultados nas seções;
- Previsão de falhas: permite analisar se o produto terá problemas mecânicos referentes a tensões acima do limite, problemas de fadiga e encurvadura;
- Otimização paramétrica: avaliação dos melhores parâmetros de projeto para a minimização de peso e tensão dos componentes;
- Frequências naturais: cálculo das frequências naturais de vibração dos componentes, de modo a evitar o surgimento de problemas de ressonâncias;
- Transferência de calor: os processos que envolvem troca térmica, como condução, convecção e radiação podem ser simulados para que a temperatura possa ser analisada em cada ponto do conjunto;
- Impacto: simulação virtual do comportamento de impacto de objetos em queda livre; permite a redução do número de protótipos físicos;
- Fadiga: cálculo da vida útil de um produto através da aplicação de esforços cíclicos; os resultados mostram regiões críticas a serem alteradas no projeto;

### 2.8.2.3 Vantagens

As vantagens do MEF, sobre a maioria dos métodos de análise numérica, são apresentadas de seguida: [49]

- É aplicável a qualquer área da engenharia: transferência de calor, análise de tensões, campos magnéticos;
- Não tem restrições geométricas, a região analisada pode ter qualquer forma;
- As condições de fronteira e os carregamentos não são restritos. Por exemplo, na análise de tensão, qualquer parte de um corpo podem ser suportado, sendo que as forças distribuídas ou concentradas podem ser aplicados a qualquer outra parte;
- As propriedades dos materiais podem variar consoante o elemento, podendo até variar dentro do mesmo elemento;
- Os componentes que têm comportamentos diferentes, e várias descrições matemáticas, podem ser combinados formando um único modelo de elementos finitos, podendo conter barras, placas ou elementos de fricção;
- Uma estrutura em elementos finitos assemelha-se ao corpo ou região real a ser analisada.

### 2.8.3 Ansys Workbench

O Ansys Workbench é um software que tem como base de funcionamento o Método dos Elementos Finitos. Entre as suas principais funções e utilidades encontram-se as seguintes:

- Desenho 2D e modelação 3D através do módulo “Design Modeler”;
- Importação de modelos 3D , modelados noutra software (Solidworks por exemplo)
- Simulações numéricas estáticas, dinâmicas, modais, de transferência de calor e energia, etc;
- Geração de cargas, velocidades e acelerações, restrições, tipos de contacto, etc. ;
- Output de gráficos, tabelas e modelos 3D animados e coloridos por forma a uma avaliação mais eficaz da simulação numérica.

As simulações dividem-se em 3 fases distintas: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. [50]

#### Pré-Processamento

O pré-processamento consiste no *setup* da simulação, ou seja , definir todas as propriedades da simulação de acordo com o tipo da mesma.

Numa simulação de impacto este passo consistirá em pegar no elemento modelado tridimensionalmente, definir as propriedades do seu material constituinte recorrendo ao submódulo *Engineering Data*, ou importando as propriedades do material dum ficheiro com o formato “.xml,” estabelecer as propriedades da malha (tamanho, método de varrimento da malha, geometria da malha, etc. ), restrições ao movimento dos elementos envolvidos, e definir o elemento impactante na estrutura alvo de estudo como uma estrutura rígida.

#### Processamento

No processamento entram em jogo as forças aplicadas, velocidades de impacto, e também se define os valores de saída pretendidos por forma a fazer a análise da estrutura nas condições definidas de impacto.

No caso de uma simulação de impacto, e para posterior obtenção e cálculo dos parâmetros de crashworthiness, os valores mais importantes a obter serão: aceleração, massa e deslocamento da parede impactante. Através destes valores consegue-se avaliar até que valor de tempo a simulação deve ser considerada (quando a energia cinética for igual a zero ou muito perto disso, ou quando a partir de um certo momento o deslocamento da parede começar a diminuir, efeito do ressalto provocado pelo impacto no tubo de parede fina).

#### Pós-Processamento

O pós-processamento é a fase final , onde se trata toda a informação definida anteriormente, e se utiliza a mesma para cálculo e obtenção de outros parâmetros bem como de gráficos e tabelas contendo essa mesma informação.

### **2.8.4 Método explícito no Ansys Workbench**

No âmbito de simulações ao impacto, utiliza-se o método explícito.

A análise de crashworthiness utilizando os elementos finitos de veículos em geral, está entre os problemas mais desafiantes em problemas não lineares. As deformações envolvem inicialmente efeitos de onda, associados a tensões elevadas. Quando estas tensões excederem a tensão de cedências do material ou a sua carga crítica de encurvadura, ocorrem deformações estruturais localizadas. Isto é seguido por efeitos de inércia, que dominam a subsequente resposta transiente. Nestes casos, o interesse recai sobre a integridade estrutural e a cinemática associada, forças transmitidas através dos vários membros, tensões, deformações e absorção de energia.

O método dos elementos finitos FE resolve um conjunto numérico de equações diferenciais parciais não lineares no domínio espaço-tempo, juntamente com relações tensão-deformação do

material, e também através da definição apropriada das condições iniciais e de fronteira. A solução começa por discretizar as equações no espaço formulando o problema numa forma variacional e assumindo um espectro de deformação admissível. Isto origina um conjunto de equações diferenciais de segunda ordem no tempo. A seguir, o sistema de equações é resolvido através de discretização no domínio do tempo. A discretização é conseguida através do método Newmark- Beta. Como os parâmetros de integração são usados para dissociar as equações, a solução é chamada de explícita.

Os elementos finitos em soluções explícitas resolvem um conjunto de equações hiperbólicas na zona frontal da onda de impacto, e devido a isso não requerem um grande conjunto de equações. [50]



### 3. Estudo Numérico

Neste capítulo é apresentado tudo o que está intrinsecamente ligado à simulação da estrutura tubular de paredes finas, com e sem iniciadores de deformação configuráveis, que inclui: a geometria, dimensões e propriedades dos materiais tanto do tubo de parede fina bem como dos iniciadores de deformação configuráveis nele aplicados. As dimensões da estrutura tubular tiveram em conta o modo de deformação mais simétrica possível de obter, assemelhando-se ao modo de deformação em concertina, por forma a obter-se uma estrutura capaz de ter a melhor eficiência possível em termos de crashworthiness, resultando assim a mesma da combinação de inúmeras relações geométricas, sendo o comprimento do mesmo de 100 mm por forma a não tornar as simulações numéricas demasiado pesadas e demoradas tendo em conta os meios utilizados. As equações utilizadas para cálculo dos parâmetros de avaliação são as mesmas apresentadas no subcapítulo 2.4.1 Parâmetros de avaliação.

Numa primeira fase apresenta-se para cada configuração os resultados obtidos em forma de tabelas e gráficos apenas por forma a tornar mais simples a sua visualização, interiorização, sendo posteriormente feita a análise mais pormenorizada dessa mesma informação.

#### 3.1 Estrutura tubular de parede fina

A estrutura tubular de parede fina utilizada, apresenta uma secção de geometria octogonal.

Na figura 32 é possível observar esta mesma geometria e as suas respetivas dimensões, e nos anexos é possível observar o desenho técnico 2D elaborado para a estrutura tubular em questão:

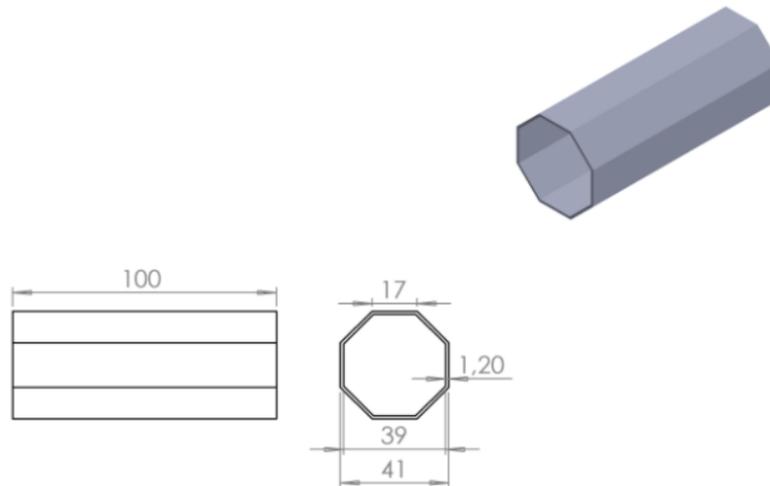


Figura 33 – Estrutura tubular parede fina

O material constituinte utilizado foi o Al6060-T5. É um material que é muito utilizado em *spaceframes* para controlo de energia de impacto. A tempera T5 confere uma maior resistência à liga de alumínio.

As tabelas e gráfico seguintes apresentam todas as propriedades da liga de alumínio 6060-T5 relevantes e também as necessárias para introduzir no *Ansys Workbench* [aop].

Tabela 3 - Composição química típica do Al6060-T5

	<i>Cu</i>	<i>Fe</i>	<i>Mg</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Al</i>
<i>Conteúdo (%)</i>	0,42	0,29	0,76	0,05	0,51	Restante

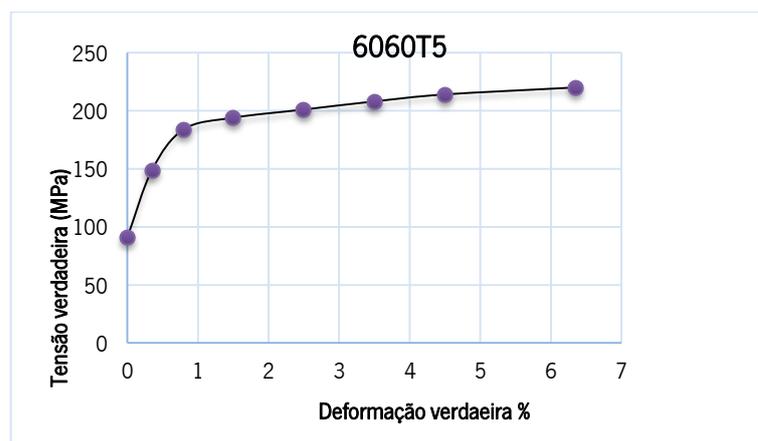


Figura 34 - Gráfico tensão verdadeira vs Deformação verdadeira

Tabela 4 – Tensão e deformação verdadeiras Al6060-T5

<i>Deformação verdadeira %</i>	<i>Tensão verdadeira (MPa)</i>
0,0	91,0
0,3	149,0
0,8	184,0
1,5	194,0
2,5	201,0
3,5	208,0
4,5	214,0
6,4	220,0

As propriedades aqui apresentadas bem como a geometria e dimensões do tubo de parede fina são introduzidos no *Ansys Workbench*, concluindo assim a fase do pré-processamento.

De referir que o módulo utilizado dentro do Workbench dá pelo nome de *Explicit Dynamics*.

### 3.2 Estrutura tubular sem iniciador de deformação configurável

Neste subcapítulo descreve-se a fase do processamento, neste caso para a estrutura tubular não contendo qualquer iniciador de deformação configurável, sendo esta considerada a simulação base.

Nesta fase foi modelada uma parede de impacto, que irá embater a 7 m/s no tubo de parede fina (impacto a alta velocidade), com uma massa de 25 Kg, definida como uma estrutura rígida que não sofre deformação.

A face do tubo oposta à face onde ocorre o impacto é fixada, de modo a que o tubo não se desloque com o impacto, e a carga impactante continue a ser axial. Como valores de saída definem-se, a aceleração, o deslocamento e a velocidade da parede de impacto do início ao fim do impacto. Posteriormente, através da fórmula  $F = m.a$  é possível obter a variação da carga resultante no tubo, e dessa forma obter o pico de carga máxima, carga média e proceder ao cálculo da energia absorvida e do CFE.

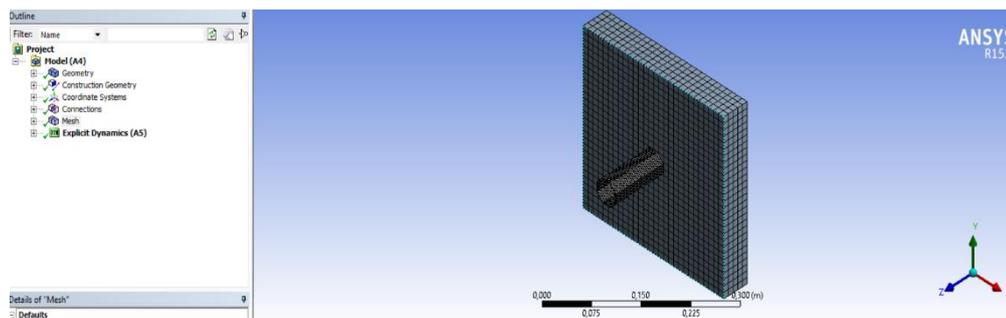


Figura 35 – Setup final da simulação

De notar que apesar na figura 35 a parede impactante apenas se encontrar encostada à estrutura tubular, isto serve simplesmente para poupar tempo de simulação, já que se a mesma fosse modelada a uma certa distância do tubo iria perder-se tempo a simular essa distância até os dois corpos entrarem em contacto.

Antes de se proceder à simulação, efetuou-se um teste de convergência de malha, onde se variou o tamanho de malha e registou a variação do deslocamento da parede, por forma a aferir do melhor tamanho da mesma a utilizar, ver tabela 5.

Tabela 5 – Variação do deslocamento com o tamanho da malha

Tamanho malha [mm]	Deslocamento [mm]
4	81,23
3,9	80,67
3,8	90,64
3,7	79,47
3,6	79,89
3,5	79,21
3,4	79,33
3,3	79,15
3,2	79,86
3,1	78,91
3	79,12

O tipo de malha utilizada é Hex. Dominant , muito típica neste tipo de utilizações, pois é um tipo de malha recomendado para corpos com volumes interiores elevados e também para geometrias não-complexas. A sua geometria, com base no estado da arte, é quadrangular.

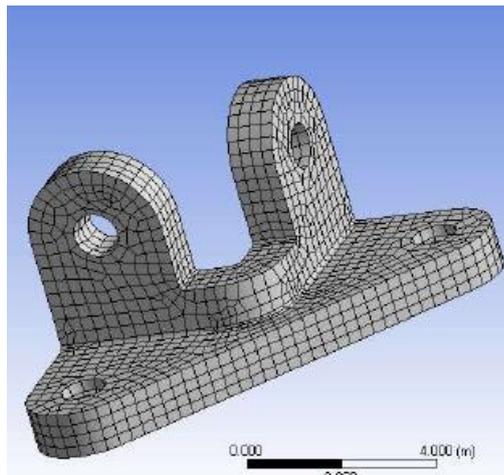


Figura 36 – Exemplo de aplicação do tipo de malha Hex Dominant

Outro aspeto importante a controlar é o contacto entre a parede de impacto e a estrutura tubular. No sentido físico comum, as superfícies que estão em contacto possuem as seguintes características:

- Não se interpenetram;
- conseguem transmitir forças compressivas normais e força de fricção tangenciais.

Como não há interpenetração de corpos na simulação em questão, o software tem de estabelecer uma relação entre as duas superfícies para prevenir que as mesmas passem uma através da outra. Isto é conseguido através de duas formulações possíveis, embora só se vá falar da utilizada por defeito pelo *Ansys Workbench* denominada por *Pure Penalty*,

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetração} \quad [3-1]$$

Neste caso, para uma força de contacto normal ( $F_{normal}$ ) existe um conceito de rigidez de contacto  $K_{normal}$ . Quanto maior a rigidez de contacto menor a penetração  $X_{penetração}$ . Idealmente, para um valor de  $k_{normal}$  iria obter-se penetração nula. Isto não é numericamente possível com esta formulação mas desde que a penetração seja muito baixa os resultados continuarão a ser precisos. [70].r5

### 3.2.1 Resultados

Em seguida, figura 37 e tabela 6 apresentam-se os gráficos e tabelas que permitem aferir os parâmetros de crashworthiness que se pretende estudar e posteriormente comparar com aqueles onde foram aplicados iniciadores de deformação configuráveis.



Figura 37 - Gráfico Carga vs tempo

Tabela 6 - Propriedades e parâmetros crashworthiness

<b>Sem trigger</b>	
<b>m parede (kg)</b>	25,00
<b>v parede (m/s)</b>	7,00
<b>Deslocamento parede (mm)</b>	79,47
<b>Carga média (kN)</b>	7,34
<b>Carga máxima (kN)</b>	14,48
<b>Energia absorvida (J)</b>	583,72
<b>CFE</b>	0,51



Figura 38 – Vista de cima e lateral respectivamente do tubo deformado

### 3.3 Iniciador de deformação Mecânico

Após concluída a simulação base passou-se então para a formulação do tubo com trigger mecânico.

O trigger mecânico apresenta as mesmas propriedades do resto do tubo, e a sua geometria e dimensões são apresentadas a seguir:

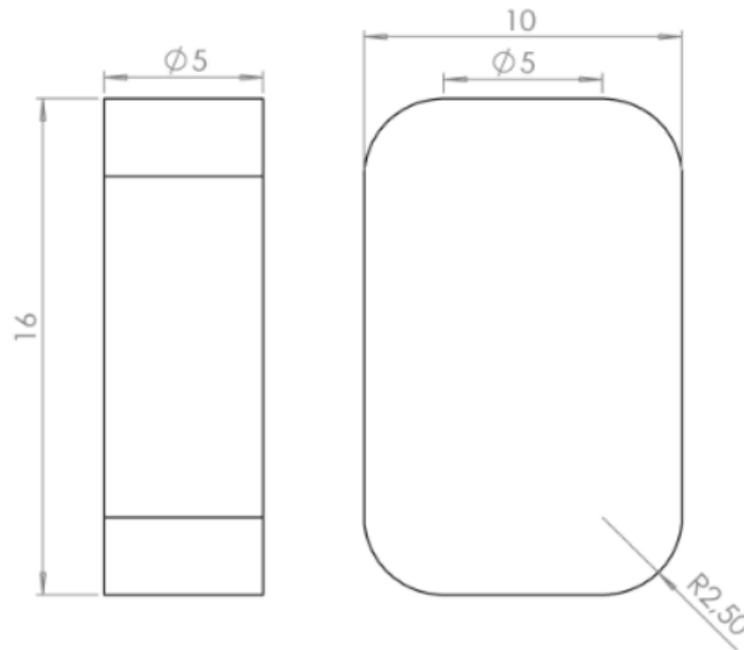


Figura 39 – Iniciador de deformação mecânico

São colocados dois destes triggers em faces opostas, a 5 mm da zona de impacto, a meio do tubo, e ainda a 5 mm da face oposta à de impacto como se mostra na figura 38. A aposta em colocar triggers em pelo menos duas faces opostas tem a ver com o facto de se tentar que o modo de deformação se mantenha simétrico.

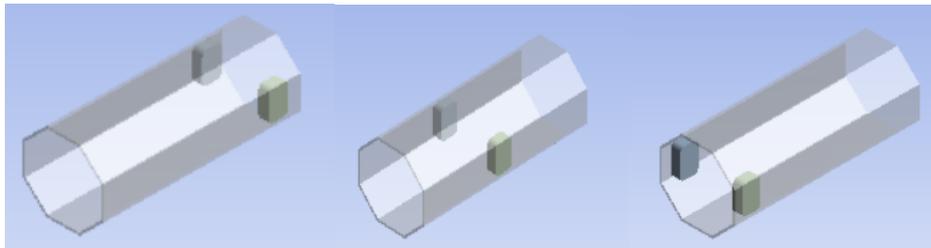


Figura 40 – Colocação dos triggers mecânicos

### 3.3.1 Resultados

Neste subcapítulo apresentam-se os resultados para as configurações mostradas na figura 40.

### 3.3.1.1 Comparação entre posicionamento do trigger



Figura 41 – Comparação gráficos carga vs tempo do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente

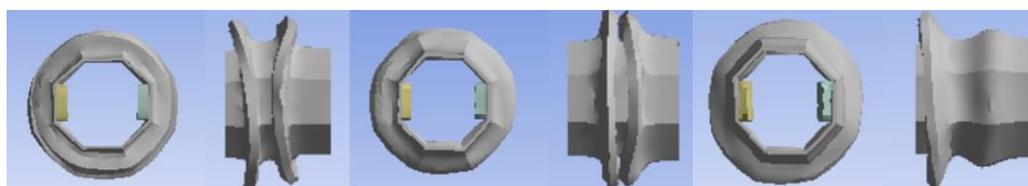


Figura 42 - Comparação do modo de deformação do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente

Tabela 7 – Comparação parâmetros crashworthiness

Trigger mec. 1/3	Trigger a meio	Trigger último terço
massa parede (kg) = 25	massa parede (kg) = 25	massa parede (kg) = 25
v. parede (m/s) = 7	v. parede (m/s) = 7	v. parede (m/s) = 7
Deslocamento Parede (mm) = <b>60,81</b>	Deslocamento Parede (mm) = 60,00	Deslocamento Parede (mm) = 51,45
Carga média (kN) = <b>8,56 (16 %)</b>	Carga média (kN) = 8,47 (15,53%)	Carga média (kN) = 12,42 (69,21 %)
Carga máxima (kN) = <b>15,53 (7,25%)</b>	Carga máxima (kN) = 15,46 (6,77 %)	Carga máxima (kN) = 16,27 (12,36 %)
Energia absorvida (J) = <b>520,53 (12,14 %)</b>	Energia absorvida (J) = 511,66 (14,08 %)	Energia absorvida (J) = 638,97 (9,47 %)
CFE = 0,55	CFE = 0,55	CFE = 0,76

Na tabela 7 para além de ser possível observar os valores dos parâmetros de crashworthiness, é também possível observar a variação positiva (representada a verde, em relação à configuração base)) e a negativa (a vermelho) desses mesmos parâmetros.

O tamanho da malha vai de quatro a três milímetros apenas, porque normalmente em artigos e estudos do género dentro da área do crashworthiness em estruturas tubulares de espessura reduzida é esse o espectro utilizado para proceder a simulações numéricas. Da análise dos valores apresentados o valor ideal do deslocamento andarà por volta dos 79 mm. Como a variação do deslocamento é tão pequena a partir dum tamanho de malha de 3,7 mm, decidiu-se

usar esse mesmo tamanho, já que um tamanho menor representaria um tempo de simulação maior para uma variação e influência tão pequenas nos valores que se pretendiam obter.

De seguida é apresentada uma comparação entre os vários parâmetros para aferir da eficiência de cada configuração.

Na simulação sem iniciador de deformação configurável observa-se que o tubo deformou de uma forma simétrica e regular, apresentando um modo de deformação do tipo concertina, ver figura 43.

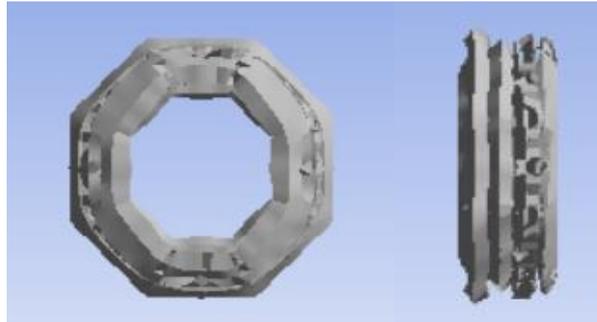


Figura 43 - Vista de cima e lateral respetivamente do tubo deformado

Comparando as imagens da figura 43 com o gráfico carga vs deslocamento da figura 44, é fácil observar neste último as zonas do gráfico correspondentes à formação das quatro dobras plásticas.



Figura 44 - Áreas do gráfico correspondentes às dobras plásticas

Por outro lado a configuração apresentando dois triggers mecânicos em faces opostas (independentemente do posicionamento dos mesmos) apresenta apenas duas dobras plásticas, à exceção da configuração com os triggers colocados na face oposta à do impacto, onde se pode afirmar que esteve perto de se formar uma segunda dobra plástica, ou então formou-se uma mas com menor amplitude do que a anterior.

Procede-se então a seguir para a comparação efetiva entre a simulação base e as outras configurações.

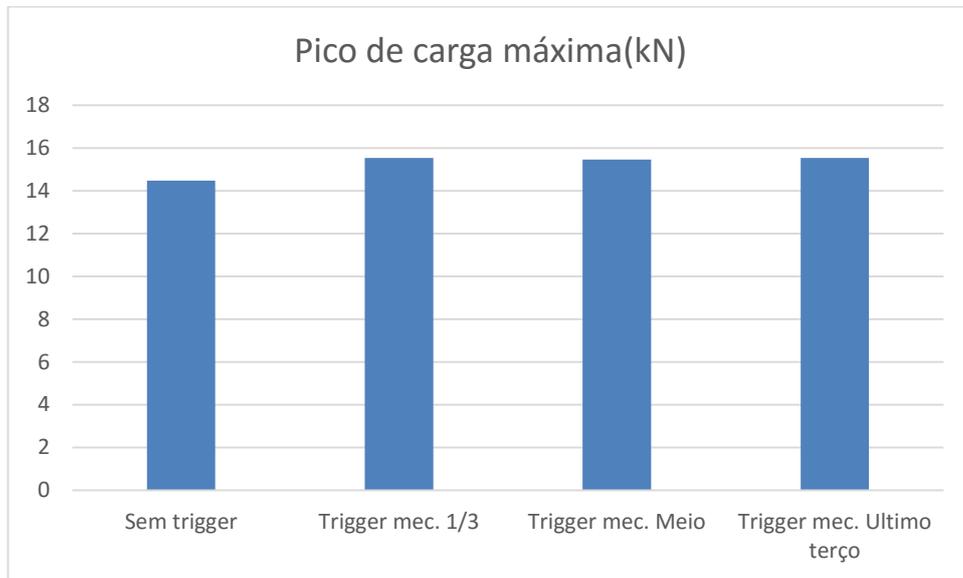


Figura 31 - Comparação dos picos de carga máxima

É observável a partir da figura 31 que a introdução dos triggers mecânicos leva a um aumento do pico de carga máxima, e independentemente do seu posicionamento, os valores são praticamente iguais, na casa dos 15,5 kN, o que representa um aumento médio de cerca de 6,51 % em relação á simulação base (com um valor de 14,8 kN, o que apesar de ser negativo, não representa um aumento significativo).

Na figura 45 compara-se a carga média presente nas várias hipóteses.

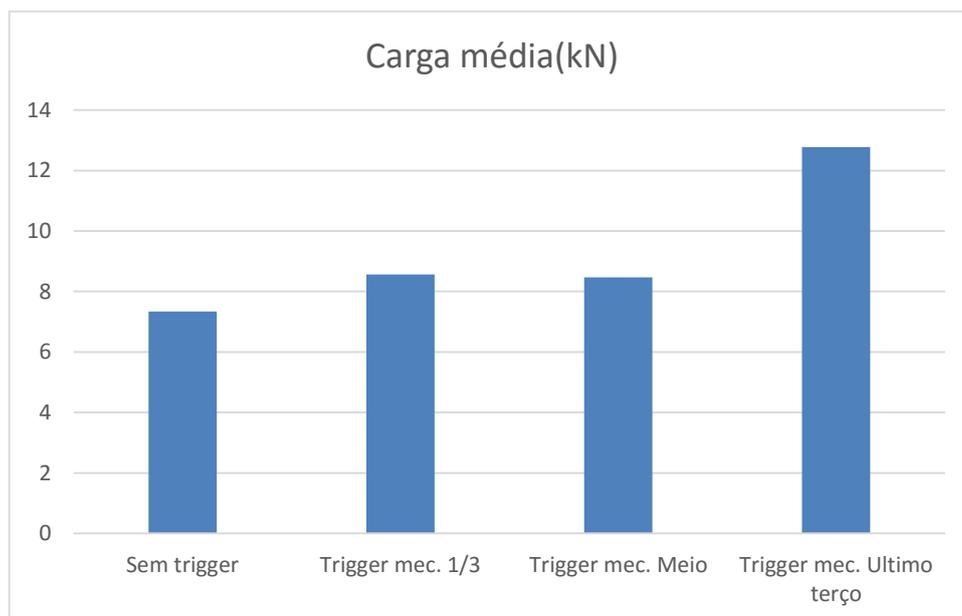


Figura 45 - Comparação da carga média

No caso da figura 45 existe, no caso dos triggers colocados na face oposta à do impacto uma clara diferença em relação às outras situações.

Os triggers mecânicos colocados a 5 mm da face oposta, conferem à estrutura tubular de parede fina, um aumento de cerca de 5,1 kN (correspondente a um aumento de 69,21 %)

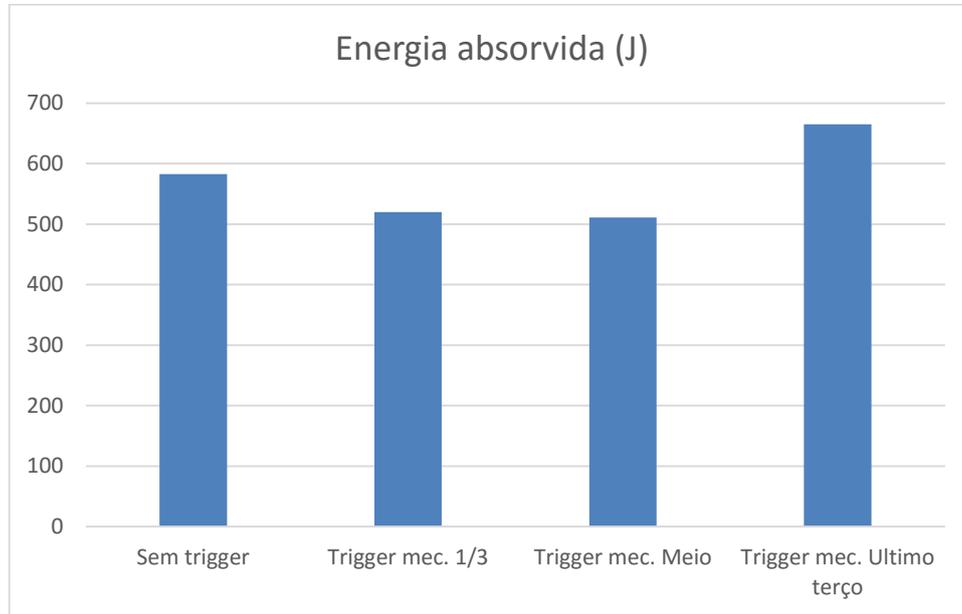


Figura 46 - Comparação da energia absorvida

De seguida surge a comparação da energia absorvida e do CFE (crush force efficiency) , que são dos parâmetros mais importantes, pois um conjuga o deslocamento provocado no tubo e a carga média, e o outro permite atribuir um fator de qualidade a uma determinada configuração. Sem grande surpresa após observados os parâmetros anteriores, surgem os triggers mecânicos colocados no último terço como aqueles que provocam maior absorção de energia e um CFE maior, figura 47, já que são eles que apresentam uma maior carga média, um menor aumento da carga máxima, e a única solução que fez com que a energia absorvida fosse maior do que a da simulação base.

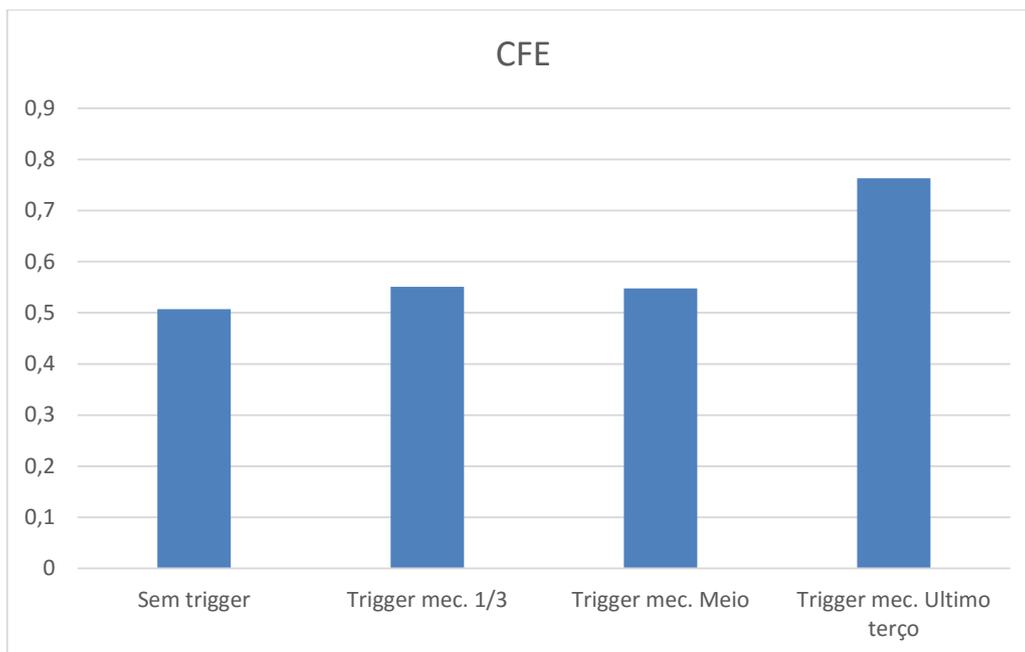


Figura 47 - Comparação CFE

Por fim compara-se outro valor importante: o deslocamento da parede impactante em relação ao tubo. Este valor é muito importante porque um valor baixo do mesmo significa uma probabilidade muito menor de intrusão do tubo ou outros componentes no habitáculo do veículo, aumento a probabilidade de os mesmo não sofrerem danos físicos.

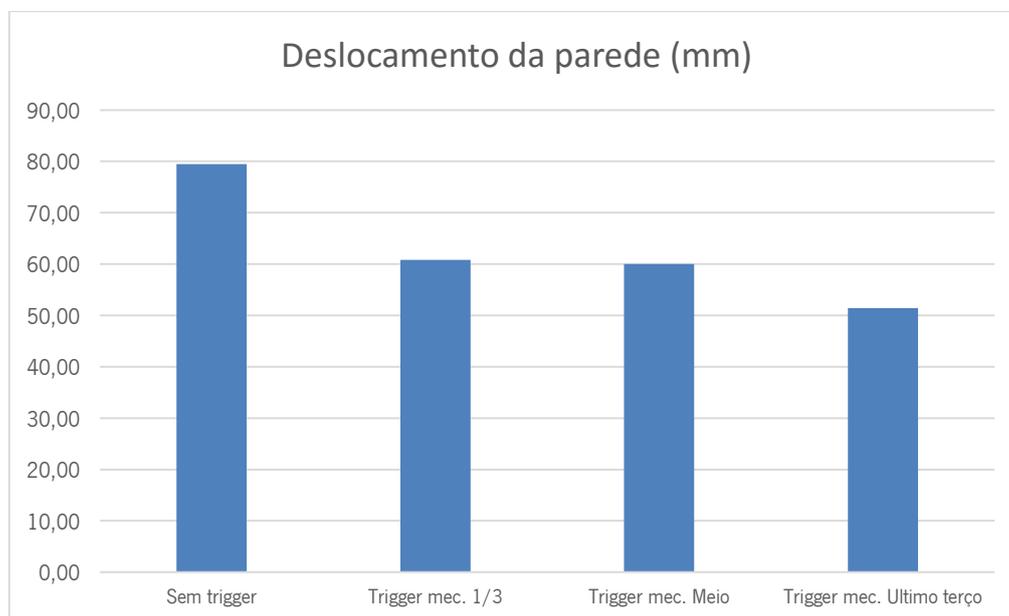


Figura 48 – Comparação do deslocamento da parede

É observável através do gráfico da figura 48 que a pior solução de todas é a configuração sem trigger. Dentro da aplicação dos triggers a melhor solução é a colocação dos mesmos na face oposta à de impacto, que apresenta um valor de 51,45 mm em comparação com os 79,47 mm da configuração sem trigger.

### 3.4 Iniciador de deformação térmico

Neste subcapítulo apresenta-se a configuração contendo iniciadores de deformação térmicos, à semelhança do que se fez com os triggers mecânicos.

A colocação dos dois triggers térmicos é a mesma ao longo do tubo tal como nos triggers mecânicos, por forma a que a comparação seja o mais viável possível.

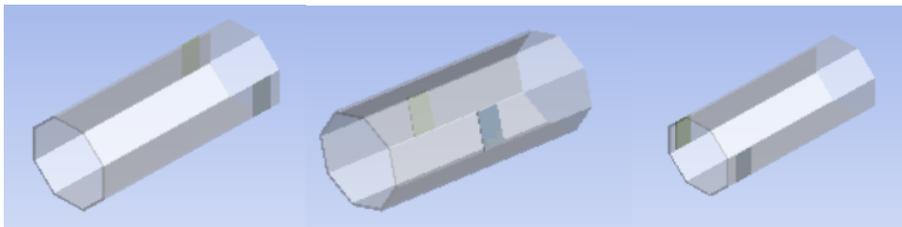


Figura 49 – Posicionamento dos triggers térmicos

Observando a figura 49, pode-se aferir que os *triggers* possuem uma geometria retangular, ocupam todo o comprimento entre as arestas da face onde se encontram: desta forma a área que ocupam na face do tubo será praticamente igual à ocupada pelo trigger mecânico.

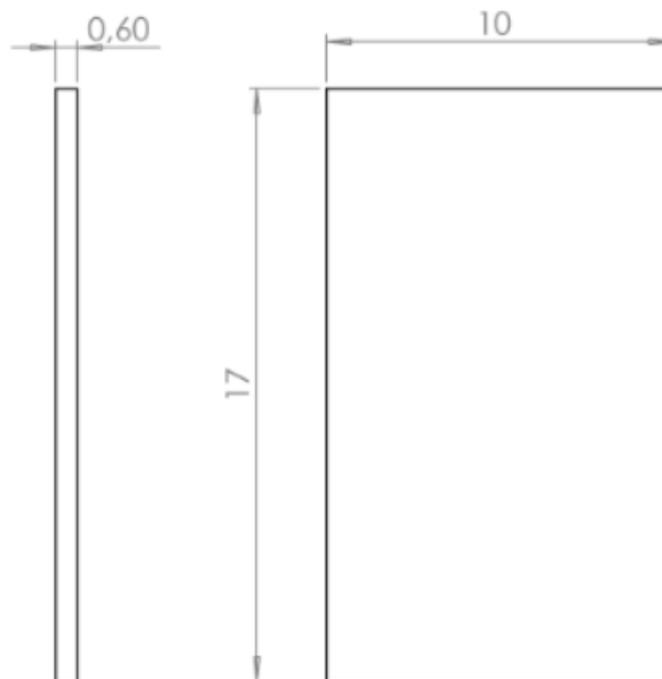


Figura 50 – Dimensões e geometria do trigger térmico

Este trigger térmico representa uma porção do tubo que foi tratada termicamente, por exemplo a laser, logo apresenta propriedades mecânicas diferentes do resto do tubo, sendo que as mesmas foram reduzidas em 40 %:

Tabela 8 – Tensão e extensão verdadeiras nos triggers térmicos

<i>e</i> %	Tensão (MPa)
0,0	36,4
0,3	59,6
0,8	73,6
1,5	77,6
2,5	80,4
3,5	83,2
4,5	85,6
6,4	88,0

### 3.4.1 Resultados

Em seguida, figuras 51 e 52; apresenta-se uma comparação dos resultados para as três configurações apresentadas na figura 48.



Figura 51 - Comparação gráficos carga vs tempo do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente, dos *triggers* térmicos

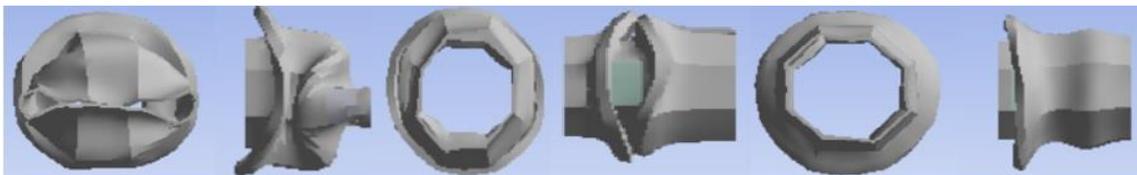


Figura 52 - Comparação do modo de deformação do trigger a 5 mm , a meio e no último terço do tubo respetivamente, dos *triggers* térmicos

Tabela 9 - Comparação parâmetros crashworthiness dos *triggers* térmicos

Trigger térmico1/3	Trigger a meio	Trigger último terço
massa parede (kg) = 25	massa parede (kg) = 25	massa parede (kg) = 25
v. parede (m/s) = 7	v. parede (m/s) = 7	v. parede (m/s) = 7
Deslocamento Parede (mm) = 62,70	Deslocamento Parede (mm) = 56,00	Deslocamento Parede (mm) = 51,28
Carga média (kN) = 7,93 (8,04 %)	Carga média (kN) = 10,42 (41,96%)	Carga média (kN) = 12,86 (75,20 %)
Carga máxima (kN) = 15,28 (7,25%)	Carga máxima (kN) = 15,34 (5,94 %)	Carga máxima (kN) = 16,34(12,84 %)
Energia absorvida (J) = 496,91 (17,47 %)	Energia absorvida (J) = 582,98 (0,13 %)	Energia absorvida (J) = 659,00 (12,90 %)
CFE = 0,52	CFE = 0,68	CFE = 0,79

Tal como os triggers mecânicos, os térmicos também só permitem a formação de duas dobras plásticas no tubo.

A melhor solução em termos de posicionamento ao longo do tubo continua a ser a colocação dos mesmos a uma distância de 5 mm da face oposta à do impacto, já que é a única solução que apresenta uma melhoria na carga média e energia absorvida em relação à simulação base.

Nas próximas figuras são observados resultados comparativos, incluindo as configurações com iniciadores de deformação configuráveis mecânicos.

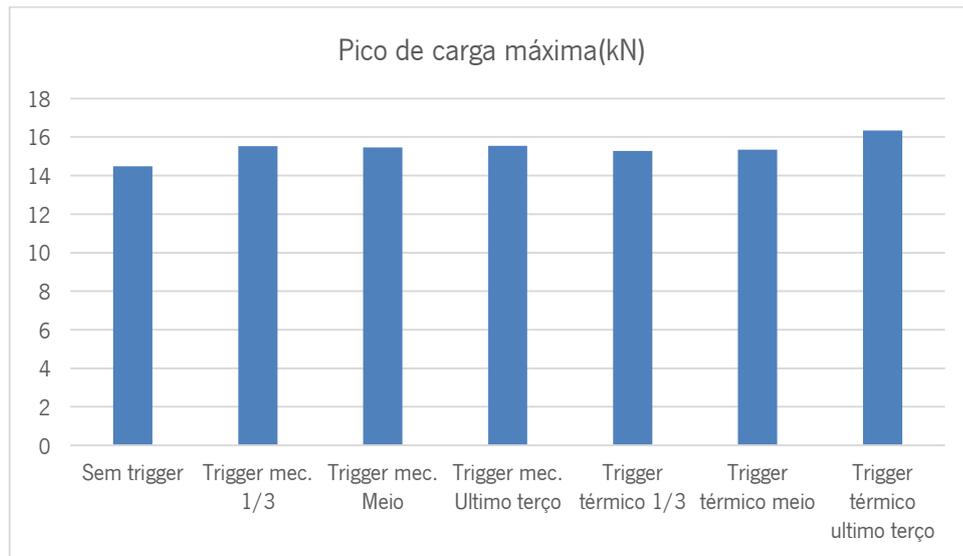


Figura 53 - Comparação dos picos de carga máxima

Na figura 53 é visível que os *triggers* térmicos colocados na face oposta à de impacto apresentam o pior valor de entre todos para o pico de carga máxima, com um aumento de 12,84% em relação à estrutura tubular sem *triggers*.

Apesar de apresentar o resultado mais negativo para o pico de carga máxima, esta solução apresenta valores muito semelhantes, embora ligeiramente superiores, à configuração com o trigger mecânico na mesma posição (ganho de 75,20% em relação à simulação base, sendo que o trigger mecânico apresenta um ganho de 69,21%) para a carga média, figura 54.

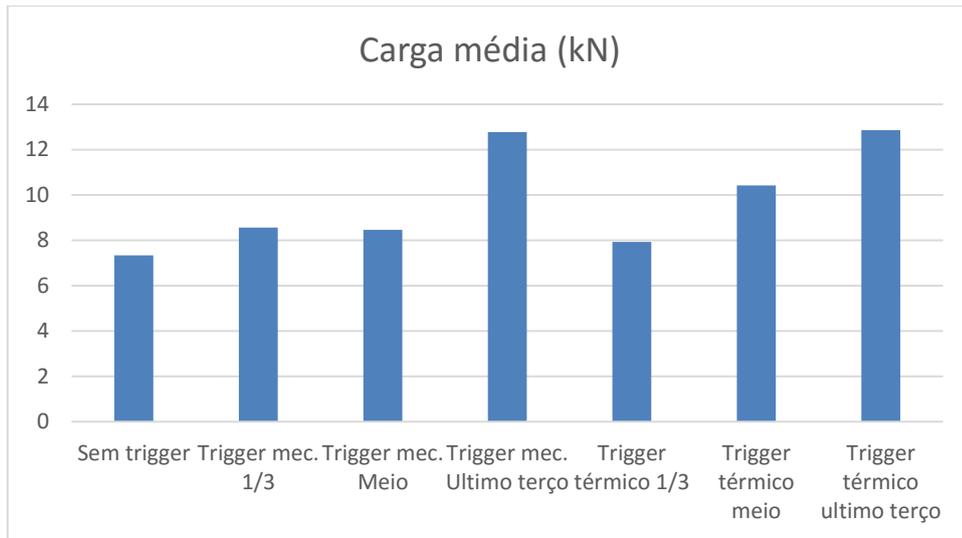


Figura 54 – Comparação da carga média

A energia absorvida, figura 55 é também ela ligeiramente superior, representando um aumento de 12,90 % em relação à simulação base, comparado com um aumento de 9,47 % para o *trigger* mecânico na mesma posição.

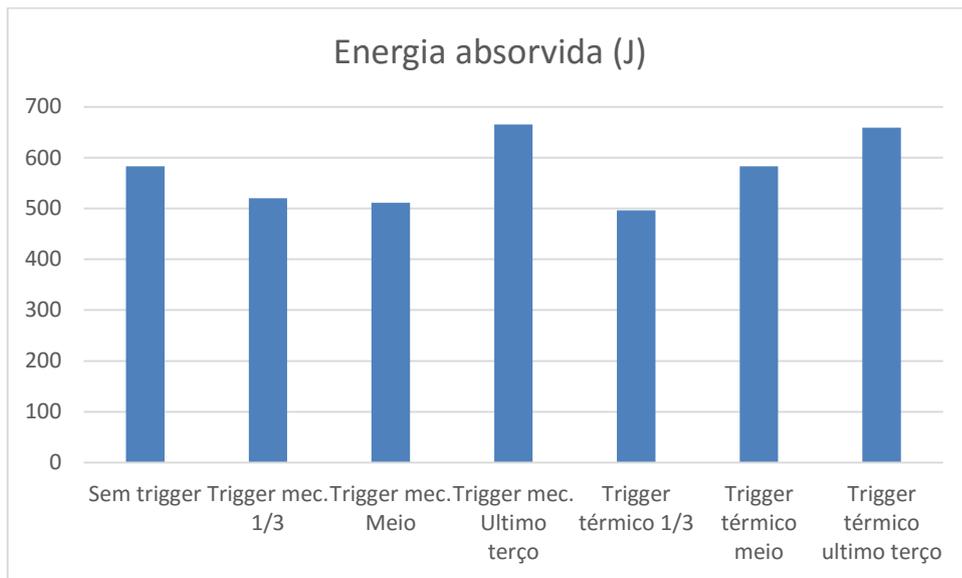


Figura 55 – Comparação da energia absorvida

O CFE, figura 56, é também mais elevado para o *trigger* térmico colocado na face oposta à de impacto (o valor é de 0,79 e o do *trigger* mecânico no último terço é ligeiramente inferior ficando em 0,76), correspondendo ao valor de 0,79 um aumento significativo de 54,90 %.

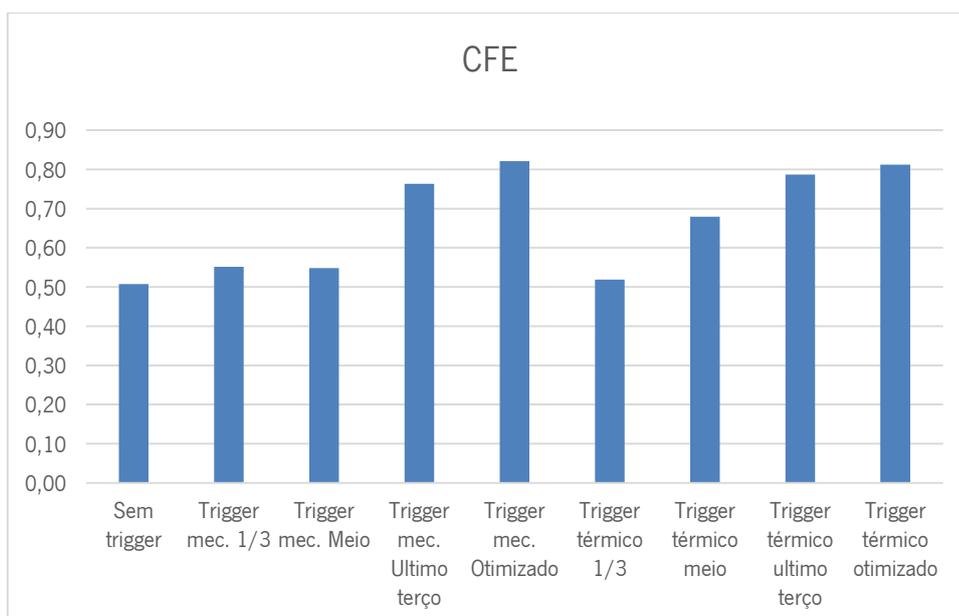


Figura 56 – Comparação do CFE

O deslocamento da parede, figura 57, é menor para o trigger térmico colocado na face oposta à de impacto, seguido de perto pelo trigger mecânico colocado na mesma posição (51,28 mm e 51,45 mm respetivamente). A diferença apresentada pelas duas configurações é praticamente nula, por isso considera-se que são iguais na prática.

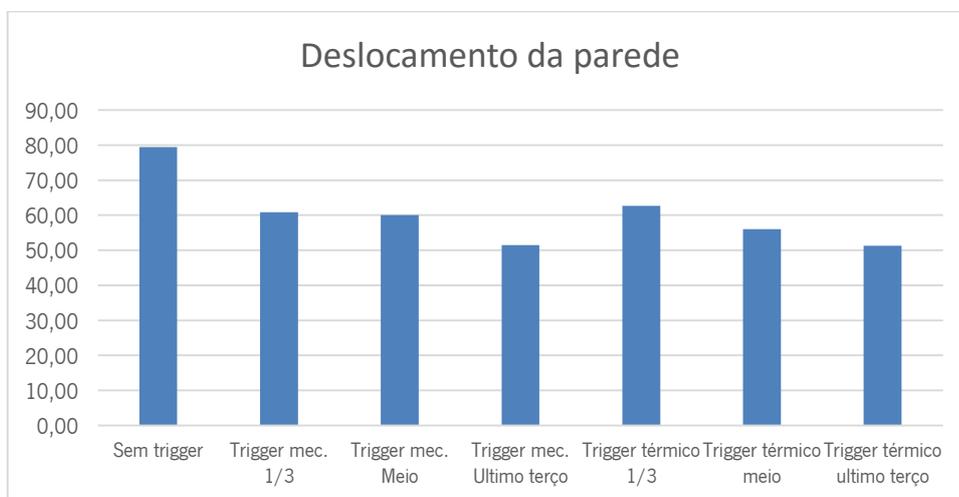


Figura 57 – Comparação do deslocamento da parede

### 3.5 Modificação geométrica e de posicionamento dos triggers

Através das conclusões tiradas através do estudo prévio apresentado do caso prático, observa-se que apesar de os resultados para o pico de carga máxima piorarem à medida que se aproxima a colocação dos triggers da zona onde se inicia a formação da primeira dobra plástica, todos os outros parâmetros parecem melhorar significativamente. É pois de todo o interesse, não

só proceder a uma otimização geométrica no trigger mecânico colocado no último terço (recorrendo a testes de sensibilidade, variando espessura e raio de concordância do mesmo), bem como também proceder a um reposicionamento tanto do trigger mecânico como do térmico na zona exata de iniciação da deformação plástica, voltando a compará-los entre si e a simulação base.

### 3.5.1 Reposicionamento do trigger térmico e resultados

Ao observar-se a animação da simulação numérica base observa-se que a primeira dobra plástica começa a formar-se a uma distância de 15 mm da face que se encontra fixa, sendo colocados os dois triggers a essa distância como se pode ver na figura 58.

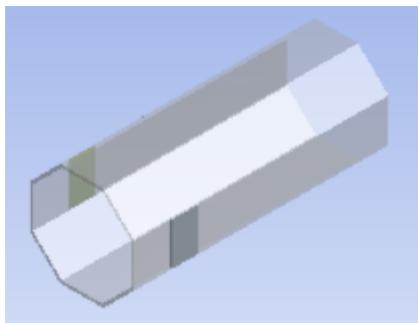


Figura 58 – Triggers térmicos colocados a 15 mm

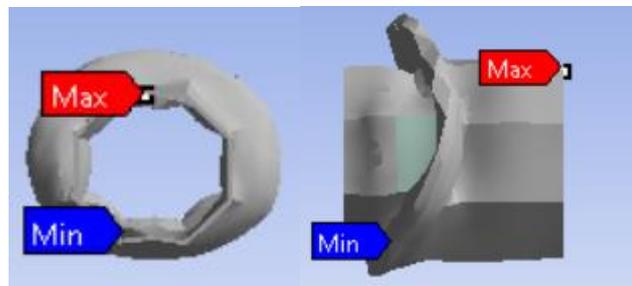


Figura 59 – Vista de cima e lateral do tubo deformado

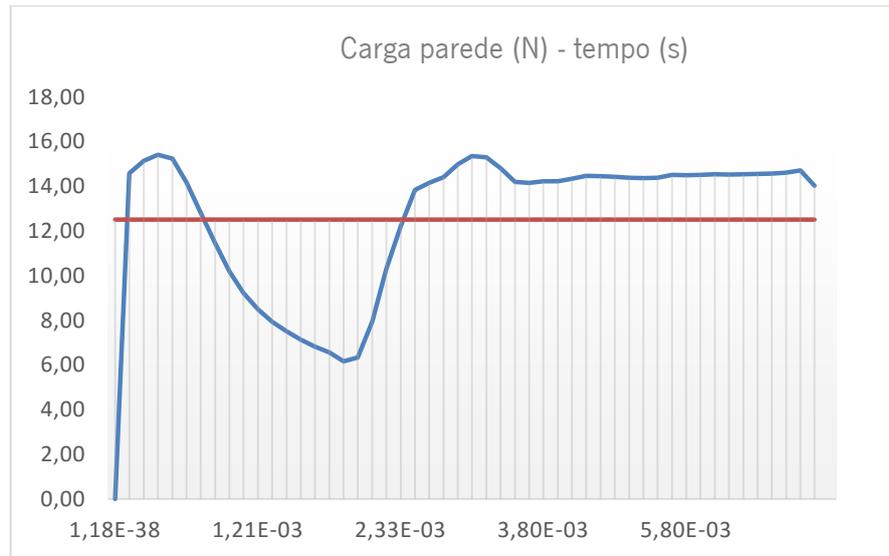


Figura 60 - Gráfico carga parede vs tempo

Tabela 10 - Parâmetros de crashworthiness

<b>Trigger Térmico otimizado (a 15 mm)</b>	
<b>m parede (kg)</b>	25
<b>v parede (m/s)</b>	7
<b>Deslocamento parede (mm)</b>	50,87
<b>Carga média (kN) (70,57%)</b>	12,52
<b>Carga máxima (kN) (6,49%)</b>	15,42
<b>Energia absorvida (J) (9,12%)</b>	636,95
<b>CFE</b>	0,81

O primeiro passo para otimizar o trigger mecânico foi diminuir a sua espessura máxima de 2,5 mm para 2 mm, já que a inicial parece ser exagerada.

De seguida procedeu-se à alteração das dimensões e geometria que podem ser vistas na tabela a seguir.

Por fim os mesmos foram colocados a 15 mm da face que se encontra fixa tal como acontece com os triggers térmicos.

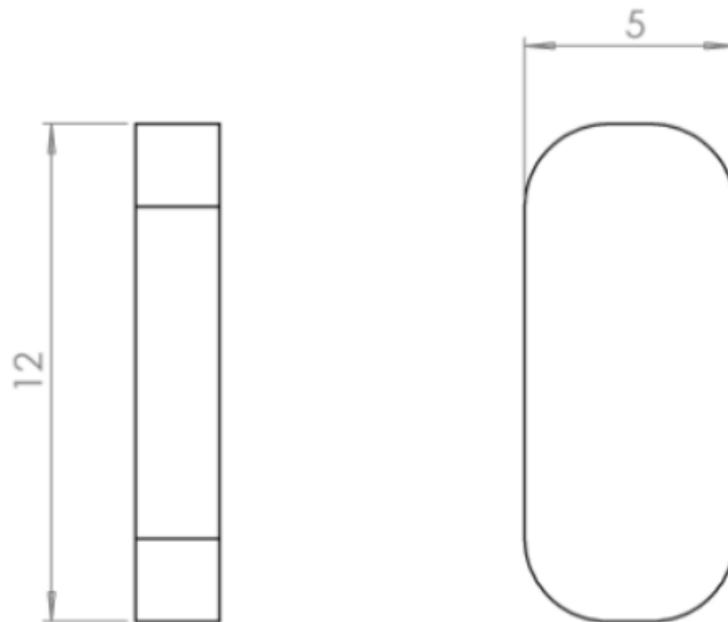


Figura 61 – Dimensões e geometria do trigger mecânico otimizado numa primeira fase

Após estas alterações decidiu-se proceder a um teste de sensibilidade, que consiste na variação de vários parâmetros dimensionais e de seguida aferir a influência dessa mesma variação nos parâmetros de avaliação definidos.

#### 3.5.1.1 *Teste de sensibilidade*

Os testes de sensibilidade a seguir apresentados consistem em três tipos:

- 1º Tipo: espessura fixa de 2 mm, variando o raio da concordância do trigger;
- 2º Tipo: Variação da espessura e raio de fillet constante a 2 mm;
- 3º Tipo: Variação proporcional tanto da espessura como do raio dos filetes;

Trigger mecânico no último terço do tubo (a 15 mm) otimizado

Nº Referência	1º Tipo			2º Tipo			3º Tipo		
	Espessura	raio fillet	r/e	Espessura	raio fillet	r/e	Espessura	raio fillet	r/e
1	2	0,5	0,25	0,5	2	4,00	0,5	0,5	1,00
2	2	1	0,5	1	2	2,00	1	1	1,00
3	2	1,5	0,75	1,5	2	1,33	1,5	1,5	1,00
4	2	2	1	2	2	1,00	2	2	1,00

1º Tipo	Pico de carga máxima (kN)	Carga média (kN)	Ea (J)	CFE	2º Tipo	Pico de carga (kN)	Carga média (kN)	Ea (J)	CFE	3º tipo	Pico de carga (kN)	Carga média (kN)	Ea (J)	CFE
<b>1</b> (Pico carga 7,87% ; Carga média 69,89%; Ea 9,03%)	15,62	12,47	636,43	0,798	<b>1</b> (Pico carga 7,87% ; Carga média 69,20%; Ea 10,52%)	15,68	12,42	645,11	0,792	<b>1</b> (Pico carga 7,67% ; Carga média 70,30%; Ea 11,27%)	15,59	12,5	649,51	0,802
<b>2</b> (Pico carga 8,29% ; Carga média 68,12%; Ea 9,67%)	15,68	12,34	640,15	0,787	<b>2</b> (Pico carga 7,73% ; Carga média 67,71%; Ea 9,17%)	15,60	12,31	637,25	0,789	<b>2</b> (Pico carga 8,01% ; Carga média 74,93%; Ea 11,08%), CFE (61,93%)	15,64	12,84	648,54	0,821
<b>3</b> (Pico carga 8,56% ; Carga média 69,62%; Ea 10,30%)	15,67	12,45	643,83	0,795	<b>3</b> (Pico carga 8,98% ; Carga média 70,44%; Ea 10,13%)	15,78	12,51	642,85	0,793	<b>3</b> (Pico carga 8,15% ; Carga média 69,07%; Ea 8,15%)	15,66	12,41	631,28	0,792
<b>4</b> (Pico carga 6,91% ; Carga média 61,58%; Ea 9,05%)	15,72	12,45	636,53	0,792	<b>4</b> (Pico carga 9,05% ; Carga média 69,62%; Ea 10,52%)	15,79	12,45	645,15	0,788	<b>4</b> (Pico carga 9,05% ; Carga média 67,57%; Ea 9,20%)	15,79	12,3	637,40	0,779

Tabela 11 – Resultados do teste de sensibilidade

### 3.5.2 Comparação e discussão de resultados

O reposicionamento do trigger térmico na zona de iniciação da deformação da primeira dobra plástica levou a uma melhoria significativa de resultados no que concerne ao pico de carga máxima: através deste reposicionamento diminuiu-se em praticamente metade o aumento negativo deste parâmetro. A diminuição dos outros parâmetros é compensada pela diminuição do pico de carga máxima, facto que é observável pelo valor do CFE, tabela 12.

Tabela 12 – Comparação entre trigger térmico e trigger térmico otimizado

Trigger Térmico Último Terço	
m parede (kg)	25,00
v parede (m/s)	7,00
Deslocamento parede (mm)	51,28
Carga média (kN) (75,20%)	12,86
Carga máxima (kN) (12,84%)	16,34
Energia absorvida (J) (12,90%)	659,00
CFE	0,79
Trigger Térmico otimizado	
m parede (kg)	25
v parede (m/s)	7
Deslocamento parede (mm)	50,87
Carga média (kN) (70,57%)	12,52
Carga máxima (kN) (6,49%)	15,42
Energia absorvida (J) (9,12%)	636,95
CFE	0,81

A inclusão dos triggers térmicos na zona por onde se inicia a deformação plástica denota um pior desempenho nos parâmetros da carga média e energia absorvida, mas denota uma grande melhoria ao diminuir em cerca de 50% o aumento negativo do pico máximo de carga. Este facto leva a que mesmo assim, a CFE seja mais elevada do que quando os triggers foram colocados a 5 mm face fixa do tubo, figuras 61 e 62.

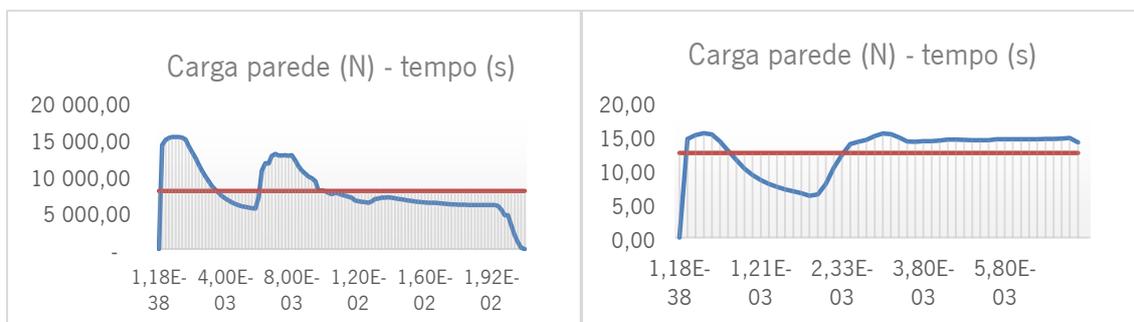


Figura 62 - Comparação gráficos carga parede vs tempo do tubo com trigger térmico e com trigger térmico otimizado respetivamente

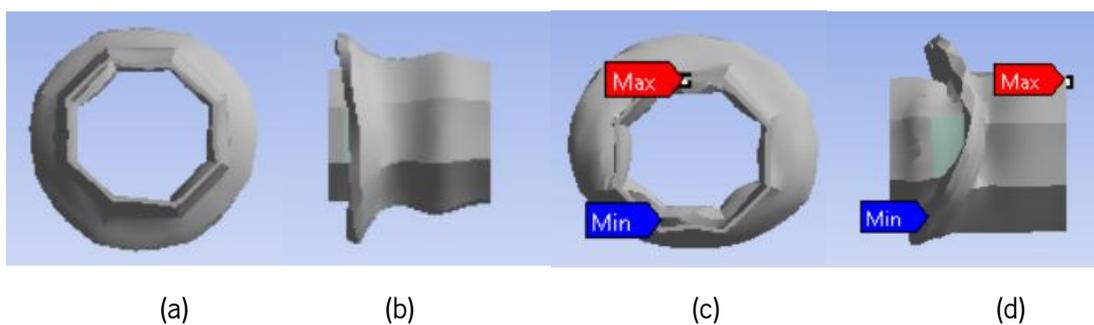


Figura 63 - Vista de cima e lateral do modo de deformação: (a) e (b) triggers térmicos; (c) e (d) triggers térmicos otimizados

Quanto à otimização do trigger mecânico em relação à sua geometria, dimensões e reposicionamento utilizando os valores e geometria mostrada na figura 61, os parâmetros de crashworthiness resultantes são mostrados na tabela 13:

Tabela 13 – Trigger mecânico otimizado em termos de posição

Trigger mecânico otimizado (a 15 mm)	
m parede (kg)	25
v parede (m/s)	7
Deslocamento parede (mm)	50,87
Carga média (kN) (61,58%)	12,45
Carga máxima (kN) (6,91%)	15,72
Energia absorvida (J) (9,05%)	636,53
CFE	0,79

Através da realização do teste de sensibilidade foi possível, não só estudar a influência da variação dos vários parâmetros nos parâmetros de crashworthiness, os quais se apresentam a seguir, tabela 14, bem como otimizar esses mesmos parâmetros dimensionais para termos uma solução mais eficiente na sua globalidade.

As percentagens dizem respeito aos ganhos em relação à configuração base da estrutura tubular de parede fina que não apresenta iniciadores de configuração deformáveis.

Tabela 14 – Influência da variação do raio do fillet

Trigger mecânico otimizado (espessura fixa de 2 mm), variação raio do fillet				
raio fillet	Pico carga (%)	Carga média (%)	Energia absorvida (%)	CFE (%)
0,5	7,87	69,89	9,03	57,40
1	8,29	68,12	9,67	55,23
1,5	8,56	69,62	10,3	56,8
2	6,91	61,58	9,05	56,21
Média	7,91	67,30	9,51	56,41

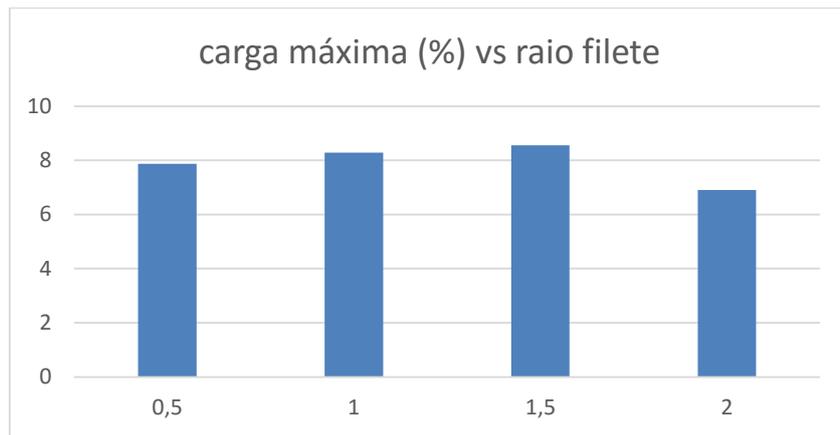


Figura 64 - Aumento em percentagem da carga máxima consoante o raio do fillet

Da observação do gráfico da figura 63, denota-se que a carga máxima vai aumentando gradualmente até um raio de filete de 1,5 mm, decaindo para um raio de 2 mm. Não se verifica portanto um comportamento completamente linear no que diz respeito à energia absorvida, sendo que o raio do fillet ideal para uma absorção máxima de energia acontece para o valor de 1,5 mm.

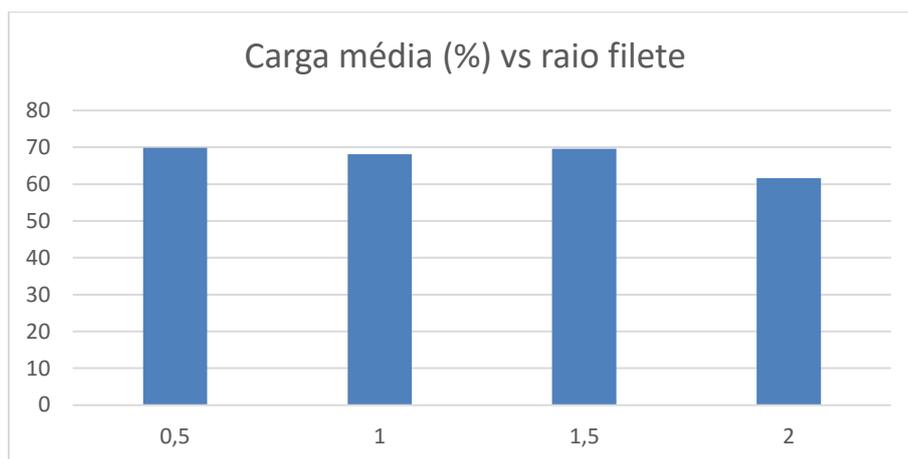
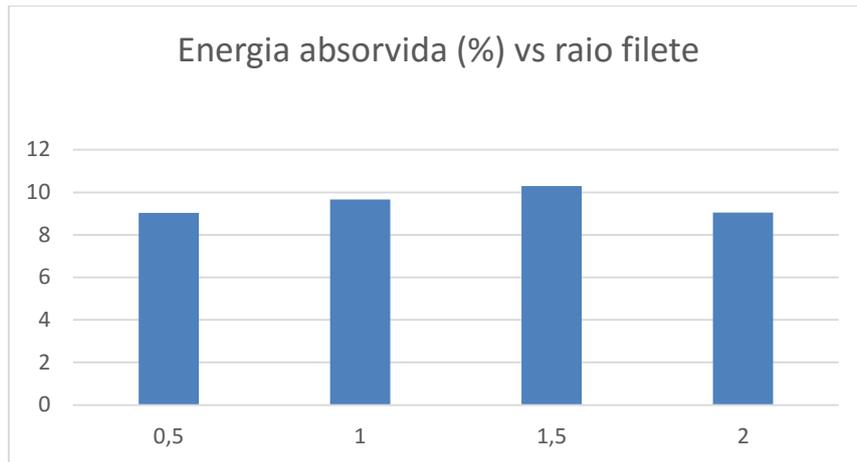


Figura 65 - Carga média consoante o raio do fillet

Da figura 65, tanto o raio de 0,5 mm e 1,5 mm apresentam resultados muito semelhantes, correspondendo-lhes os valores de 69,89% e 69,62%, sendo que a pior solução ( raio = 2mm), apresenta um valor de 61,58% de ganho.

Figura 66 - Energia absorvida (%) vs raio filete *trigger* mecânico

A energia absorvida sofre um ganho de 10,3 % face à simulação base, e a mesma apresenta um comportamento similar aquele que apresenta o pico de carga máxima à medida que aumenta o raio do fillet do trigger.

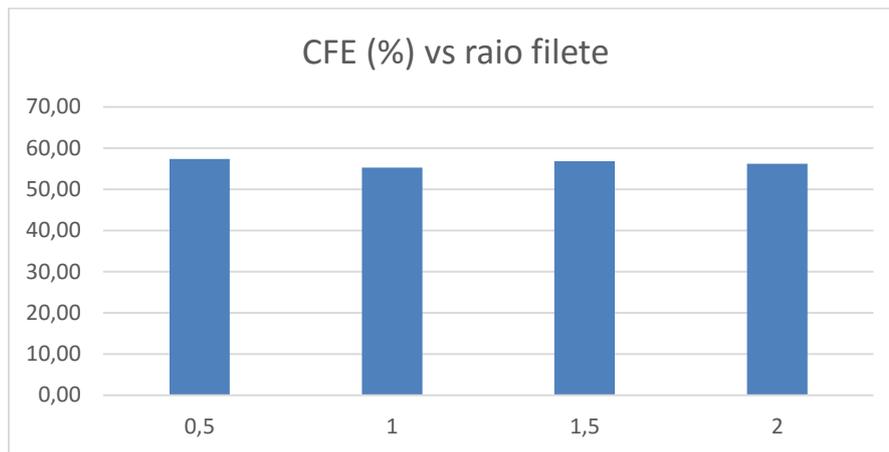


Figura 67 - CFE consoante o raio do fillet do trigger mecânico

Apesar do raio do filete de 1,5 mm proporcionar o maior ganho em termos de energia absorvida, aquela que apresenta uma solução mais equilibrada entre os vários parâmetros acontece para uma espessura de 0,5 mm: isto resulta do facto da solução de 0,5 mm apresentar o maior ganho em termos de carga média e apresentar o segundo melhor resultado em termos de pico de carga máxima.

O teste de sensibilidade apresentado a seguir, diz respeito à influência da espessura do *trigger*.

Tabela 15 - Influência da variação da espessura do trigger

Trigger mecânico otimizado (raio fillet fixo de 2 mm)				
espessura	Pico carga (%)	Carga média (%)	Energia absorvida (%)	CFE (%)
0,5	7,87	69,20	10,52	56,21
1	7,73	67,71	9,17	55,62
1,5	8,98	70,44	10,13	56,41
2	6,91	69,62	10,52	55,42
<b>Média</b>	<b>7,87</b>	<b>69,24</b>	<b>10,09</b>	<b>55,92</b>

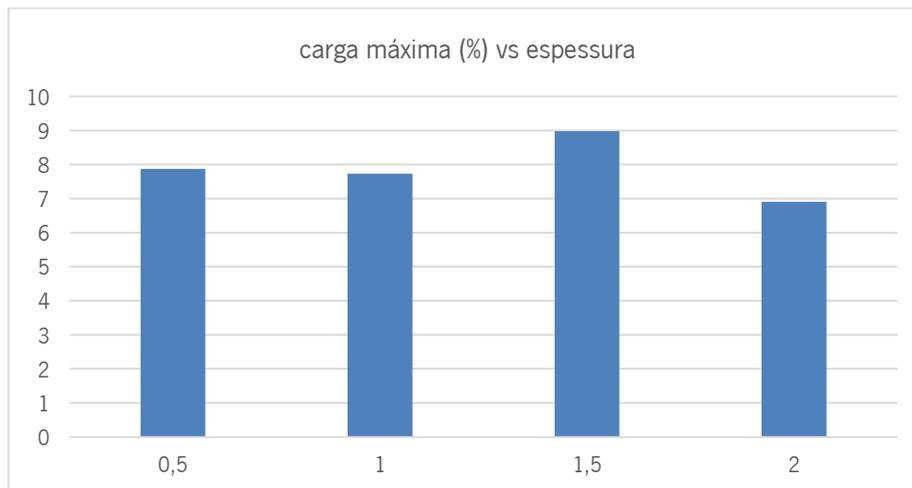


Figura 68 - Influência da espessura na carga máxima

O maior ganho na carga máxima (8,98 %) verifica-se para uma espessura de 1,5 mm, enquanto que o menor se verifica para 2 mm (6,91 %).

Para se escolher a melhor configuração para o trigger mecânico é preciso ter em conta os seguintes fatores para se selecionar a melhor hipótese:

A hipótese selecionada deve conter o menor aumento possível de carga máxima, o maior possível de carga média

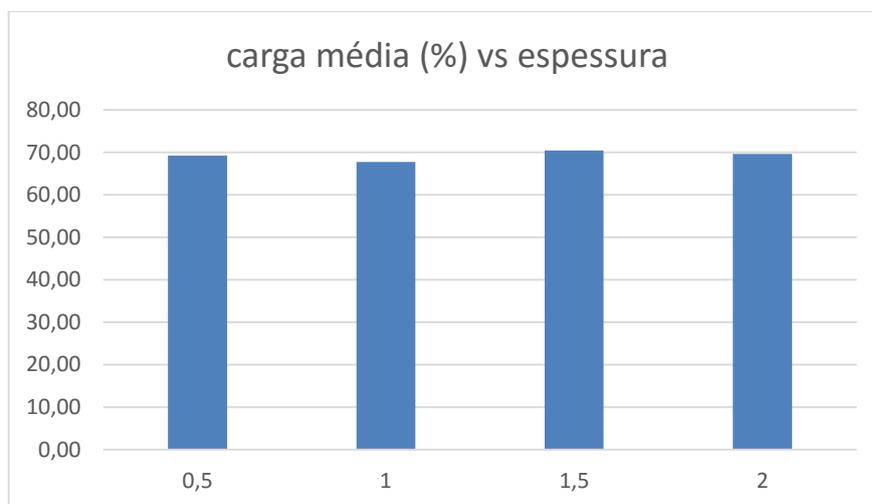


Figura 69 - Influência da espessura na carga média

Assiste-se claramente a um aumento mais significativo da carga média para uma espessura de 1,5 mm , em consonância com o aumento verificado para o pico de carga máxima da figura 67 , sendo a única das espessura a atingir a barreira dos 70%, com 70,44 % de ganho.

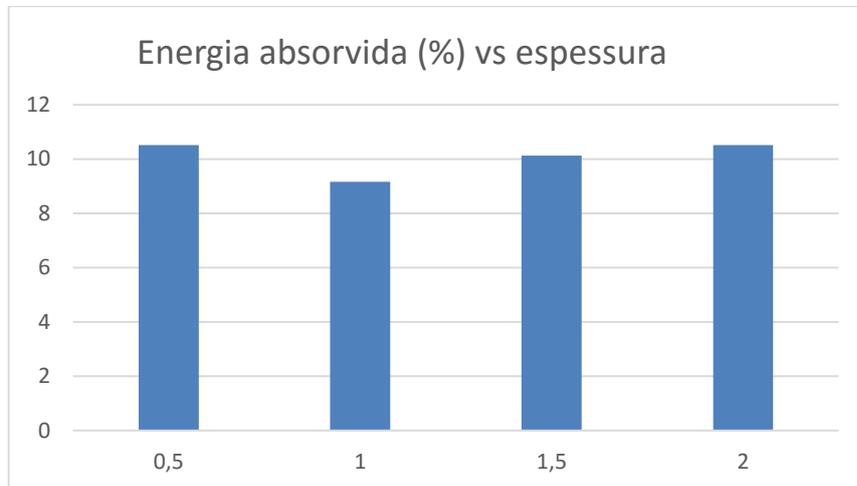


Figura 70 - Influência da espessura na energia absorvida

Os valores de percentagem de ganho de energia absorvida para 0,5 e 2 mm são muito similares, 10,52 % e 10,09 % respetivamente.

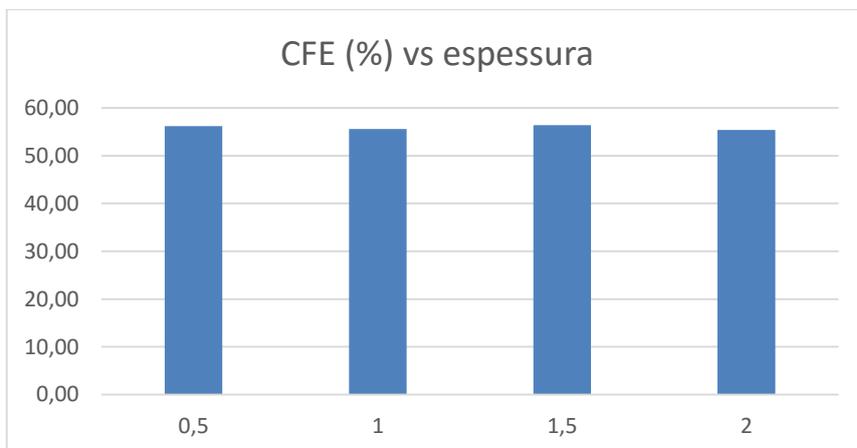


Figura 71 - Influência da espessura no CFE

Apesar de apresentar o maior ganho no que concerne ao pico de carga máxima, a espessura de 1,5 mm confere o melhor CFE de entre todas as espessura, muito fruto do ganho que obteve no campo da carga média.

Por fim variou-se igualmente o raio do filete e da espessura do trigger.

Tabela 16 – Influência da variação do raio e espessura

Trigger mecânico otimizado (espessura e raio variando igualmente)				
espessura/raio	Pico carga (%)	Carga média (%)	Energia absorvida (%)	CFE (%)
0,5/0,5	7,67	70,3	11,27	58,19
1/1	8,01	74,93	11,08	61,93
1,5/1,5	8,15	69,07	8,15	56,21
0,2 / 0,2	9,05	67,57	9,2	53,65
Média	8,22	70,47	9,93	57,50

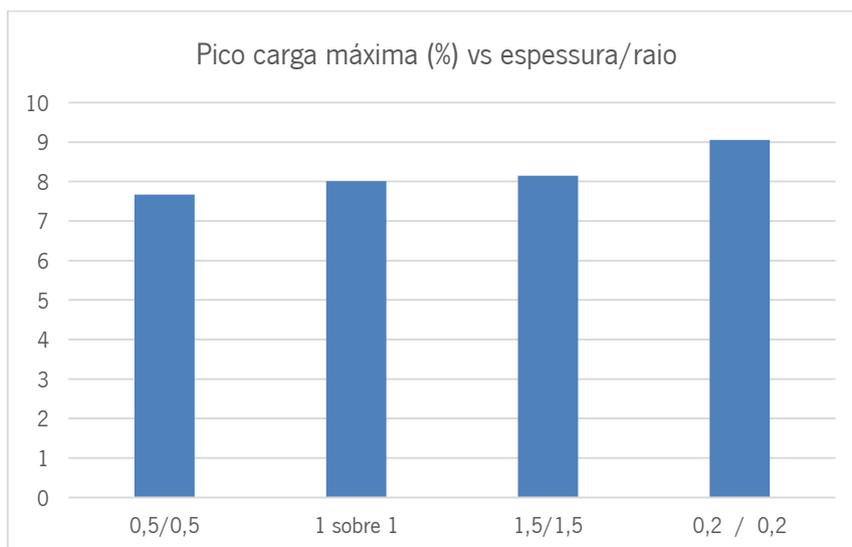


Figura 72 - Influência do rácio entre espessura e raio na carga máxima

É fácil perceber, da figura 72, que a carga máxima aumenta mais quanto maior for ao mesmo tempo o valor tanto da espessura como o raio do fillet, verificando-se um aumento gradual na mesma. O quociente 0,5/0,5 faz com que este aumento seja menor, apresentando um valor de 7,67 %, enquanto que o quociente 0,2/0,2 apresenta uma valor de 9,05 %.

Em média a carga máxima aumentou 8,22 %.

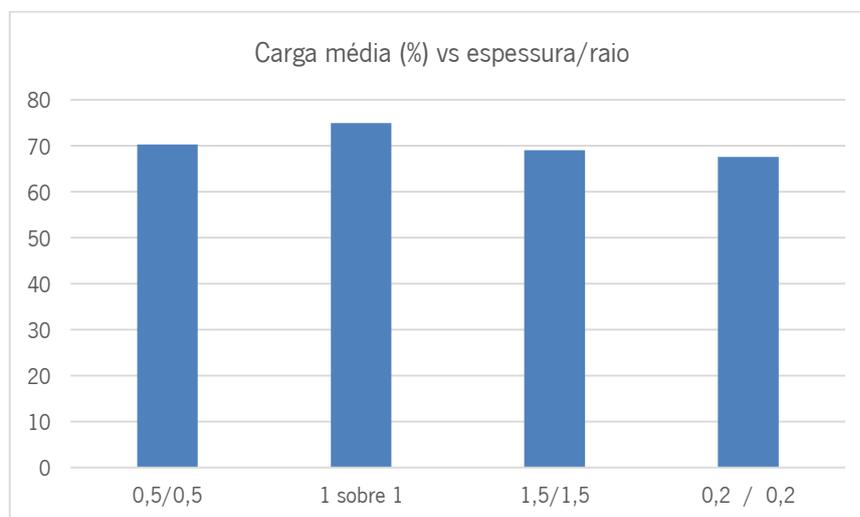


Figura 73 - Influência do quociente espessura/raio na carga média

A carga média apresenta o maior valor para o quociente 1/1 com um valor de 74,93 %, não existindo uma variação linear e lógica como na carga máxima.

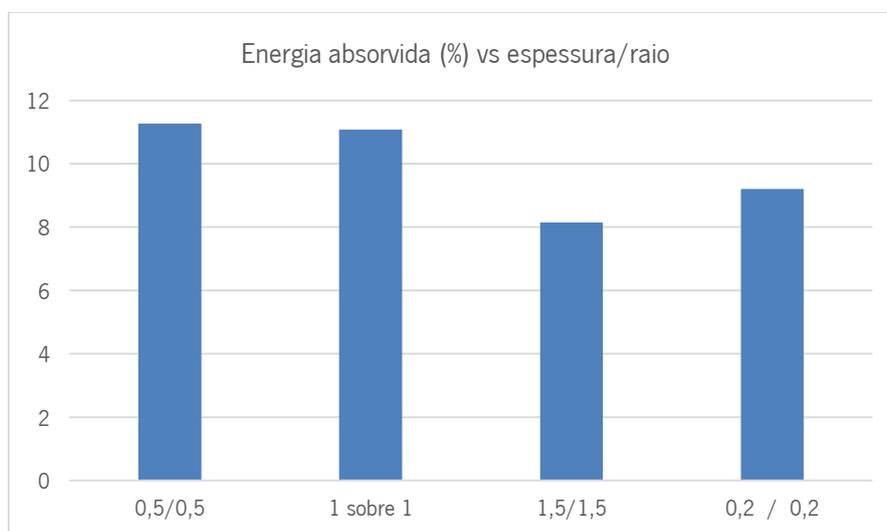


Figura 74 - Influência do quociente espessura/raio na energia absorvida

A energia absorvida apresenta maior aumento para o quociente 0,5/0,5 (11,27 %) seguido de perto do quociente 1/1 (11,08 %) enquanto que o 1,5/1,5 apresenta o pior resultado dos quatro (8,15 %).

Em média a energia absorvida aumentou 9,93 %.

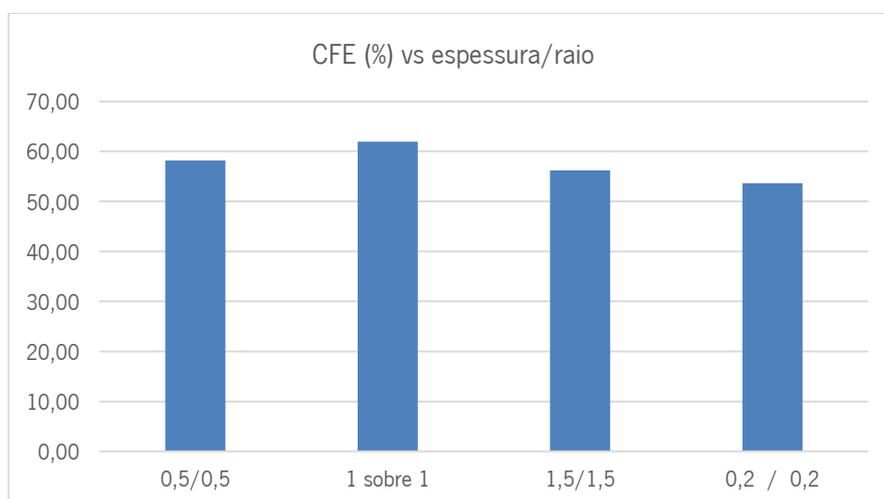


Figura 75 - Influência do quociente espessura/raio no CFE

O facto de apresentar o segundo menor aumento no pico de carga máxima e o maior aumento da carga média contribuiu naturalmente para que a solução 1/1 sobressaísse como a melhor em termos de CFE, com um aumento de 61,93 %. Em média o CFE aumentou 57,50 %.

Sendo já óbvio que dentro do estudo que se realizou do trigger térmico, a melhor opção estudada foi a colocação do mesmo a 15 mm da face fixa do tubo, o mesmo sucedendo para o

trigger mecânico. No entanto, no trigger mecânico é necessário ainda selecionar os parâmetros geométricos, parâmetros esses que devem ter a seguinte influência nos parâmetros de crashworthiness:

1. Aumento o menor possível no que diz respeito ao pico de carga máxima;
2. Aumento (quanto maior melhor) da carga média;
3. Aumento (quanto maior melhor) da energia absorvida;
4. Aumento (quanto maior melhor) do CFE (quanto maior melhor).

Referente ao primeiro ponto, a solução que apresenta melhor resultado é a do 1º tipo – 4 com um pico de carga máximo de 15,72 kN (correspondente a um aumento de 6,91 %). No segundo o melhor resultado verifica-se para o 3º tipo – 2 com um aumento de 74,93 % ao que corresponde um valor de 15,64 kN). Quanto ao terceiro ponto, a maior quantidade de energia absorvida pertence ao 3º tipo – 1, com um aumento de 11,27 %, correspondendo a um valor de 649,51 J. Por fim no quarto ponto a solução que apresenta melhor eficiência é a do 3º tipo- 2 sendo esta mesma solução a ideal em dois dos quatro parâmetros, com CFE de 0,82. É importante comparar também entre estas que são consideradas as melhores soluções tendo em conta os parâmetros de avaliação, o deslocamento da parede relativamente ao tubo de parede fina.

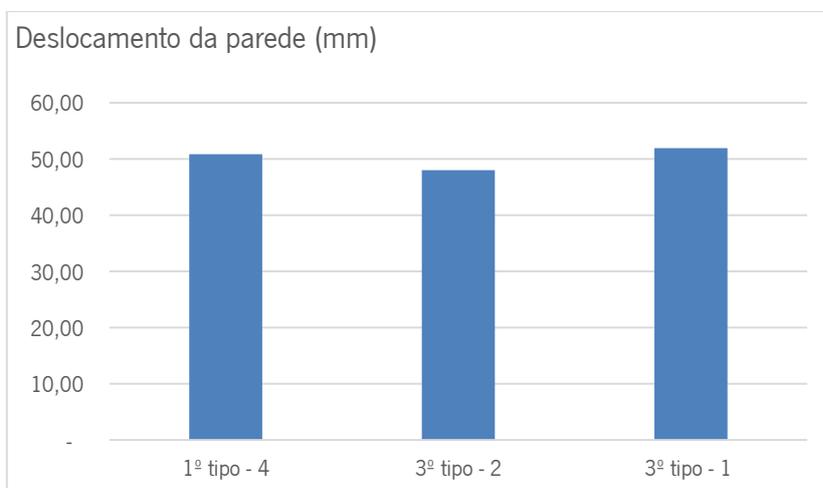


Figura 76 - Comparação do deslocamento da parede

Da figura 76 não restam dúvidas que a melhor solução quanto a uma menor probabilidade intrusão do próprio tubo ou de outros componentes no interior do cockpit, com um valor de 48 mm, é a solução do 3º tipo – 2, enquanto as outras duas soluções apresentam 50,87 mm e 51,96 mm respetivamente.

Como a configuração 3º tipo – 2 (ver dimensões e geometria na figura 77) se apresenta como a melhor solução em três dos cinco parâmetros aqui comparados, a mesma é considerada a melhor solução encontrada dentro do teste de sensibilidade feito ao trigger mecânico, no entanto

existem melhores escolhas no que concerne ao pico de carga máxima, embora a variação entre a solução apresentando menor aumento do pico de carga máxima e esta última, seja de apenas de 1,10 %.

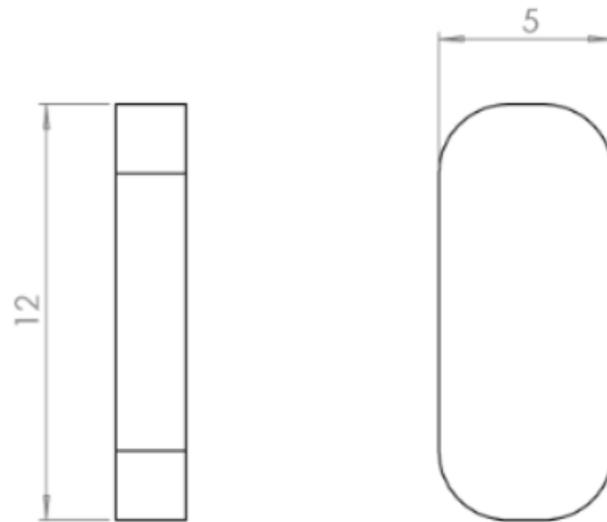


Figura 77 – Dimensões e geometria da solução 3ª tipo - 2

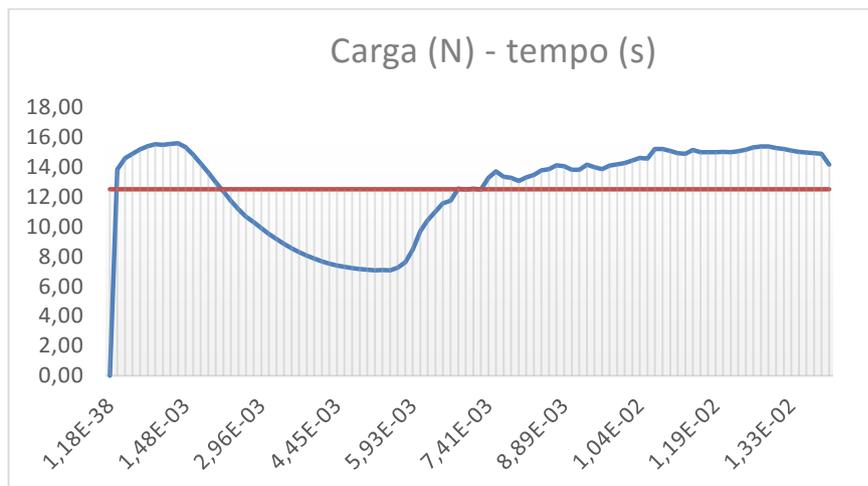


Figura 78 - Gráfico carga vs tempo da solução 3ª tipo - 2

Tabela 17 - Parâmetros de crashworthiness da solução 3ª tipo - 2

m parede (Kg)	25,00
v parede (m/s)	7,00
Deslocamento Máximo (mm)	51,96
Pmédia (kN) (74,93 %)	12,50
Pico de carga (kN) (8,01)	15,59
Ea (J) (11,08 %)	649,51

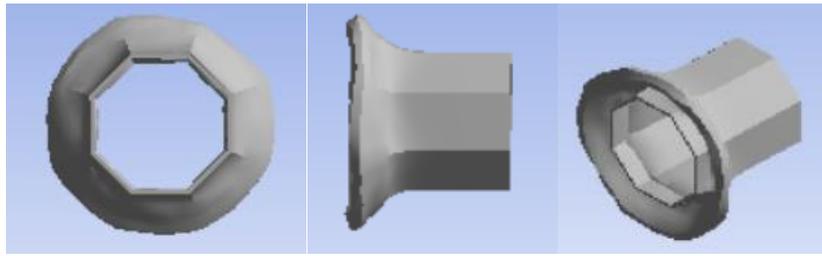


Figura 79 – Modo de deformação da simulação do 3º tipo-2

Procede-se de seguida para a comparação entre esta solução e a solução otimizada do trigger térmico, figuras 79,80 e 81.

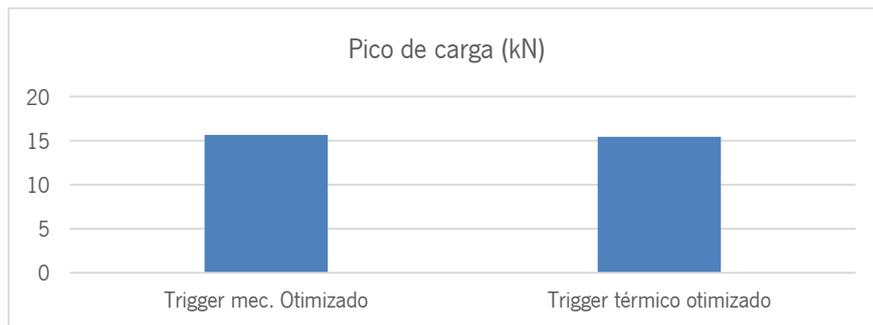


Figura 80 – Comparação do pico de carga máximo

Os picos de carga de ambos os triggers são bastante similares, com o pico de carga máximo do trigger mecânico a ser de 15,64 kN e o do trigger térmico de 15,42 kN.

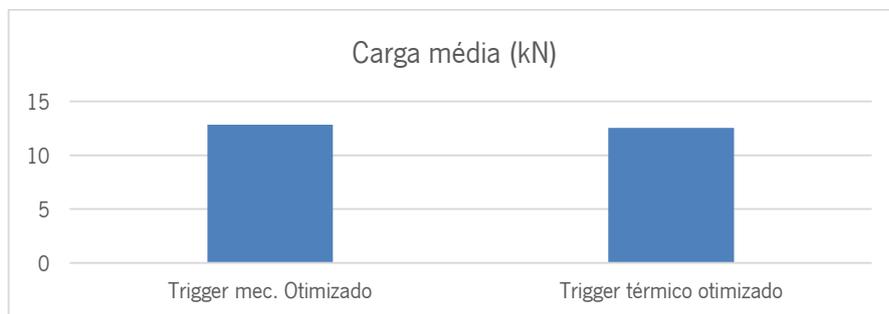


Figura 81 – Comparação da carga média

Mais uma vez, se verifica praticamente uma igualdade de valores no que diz respeito à carga média. Neste caso os valores são de 12,84 kN e 12,52 kN respetivamente.

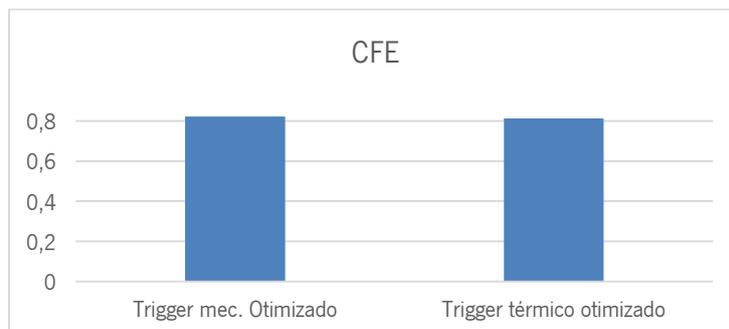


Figura 82 – Comparação do CFE

Como era expectável através da comparação dos valores dos picos de carga máxima e da carga média, o CFE também acaba por ser bastante similar com valores respetivos de 0,82 e 0,81.

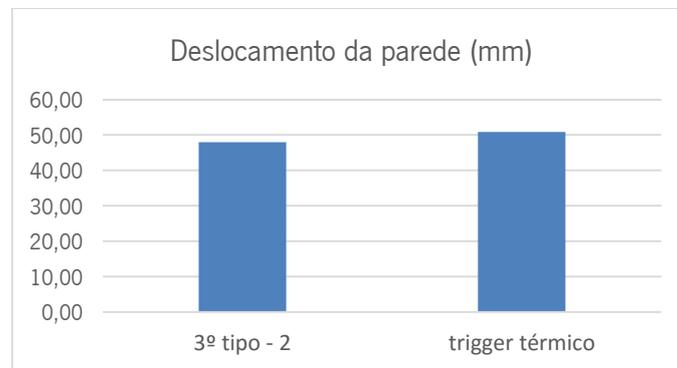


Figura 83 – Comparação do deslocamento da parede

Por último temos o deslocamento da parede impactante em relação ao tubo, figura 83. Este é o parâmetro em que a diferença entre os dois é maior. Enquanto que o trigger mecânico apresenta o valor mais baixo com 48 mm, o trigger térmico apresenta o valor de 50,87 mm. Mesmo sendo este o fator em que os dois apresentam resultados mais díspares, a diferença é mesmo assim muito pouco significativa, tendo em conta que o tubo apresenta um comprimento de 100 mm, e a diferença entre os dois deslocamentos é de apenas 2,87 mm (2,87 mm representam neste caso, apenas 2,87 % do comprimento do tubo), apresentando-se assim as duas soluções como igualmente válidas.

De referir por último que o trigger mecânico do 3º tipo – 2 apresenta um modo de deformação mais regular e simétrico do que a solução do trigger térmico, o que pode ser observado comparando as figuras 44 e 45.



## 4. Conclusões

Através desta dissertação foi possível aferir a importância dos iniciadores de deformação configuráveis quando aplicados a situações e componentes que utilizamos no dia-a-dia, particularmente quando estes são aplicados a chassis automóveis, chassis esses que tomam particular importância na proteção dos passageiros do automóvel. Numa fase inicial, através da colocação dos *triggers* mecânicos e dos *triggers* térmicos em três posições (a 5 mm de distância da face de impacto, a meio do tubo, e a 5 mm da face fixa do tubo) , foi conclusivo que o posicionamento mais eficaz ocorre à distância de 5 mm da face fixa, que é a zona mais perto por onde se inicia a deformação da estrutura tubular na simulação base (que ocorre a 15 mm).

Na fase de otimização alterou-se ligeiramente a geometria do *trigger* mecânico (colocando dois filetes nos dois topos do mesmo e diminuindo as suas dimensões gerais e colocando-o mesmo na zona onde se inicia a deformação na simulação base (a 15 mm da face fixa do tubo), para os quais são observáveis os valores obtidos na tabela 13. Realizou-se ainda um teste de sensibilidade variando parâmetros como espessura e raio de filetes. O *trigger* térmico foi apenas otimizado em relação ao seu posicionamento (colocado na mesma posição que os *triggers* mecânicos). Desta forma o *trigger* térmico otimizado (colocado a 15 mm da face fixa da estrutura tubular) apresenta, em comparação com a simulação base, um aumento de 75,20 % da carga média, um aumento prejudicial de 12,84% do pico de carga máxima e um aumento de 12,90 % da energia absorvida. O CFE aumentou de 0,51 para 0,79. Já o *trigger* mecânico otimizado (solução 3ª tipo – 2) apresenta valores relativamente semelhantes, com um aumento da carga média de 74,93%, um aumento prejudicial do pico de carga máximo de 8,01 % (cerca de menos 4% do que o observado no *trigger* térmico) e um aumento de 11,08% da energia absorvida. O CFE aumentou para os 0,82 (o valor mais elevado de todas as soluções apresentadas).

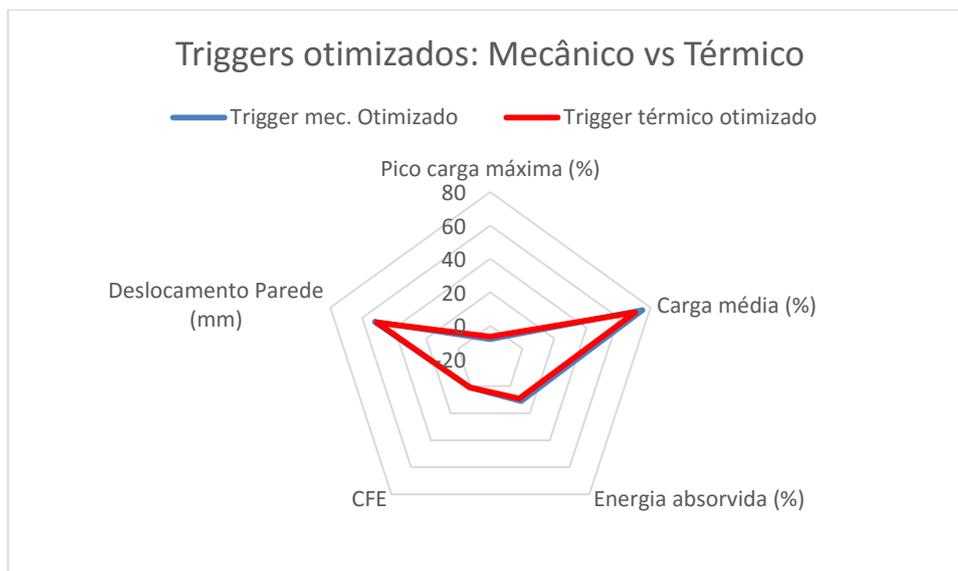


Figura 84 – Comparação entre trigger mecânico e térmico otimizados

Da comparação entre o trigger térmico otimizado e o trigger mecânico otimizado é possível observar que os dois possuem valores bastante semelhantes. O trigger térmico apresenta um menor aumento do pico de carga máxima em relação ao trigger mecânico, mas este último apresenta um maior aumento da carga média e energia absorvida, o que se reflecte no CFE.

Ambos apresentam uma redução bastante significativa no deslocamento da parede em relação ao tubo, que na simulação base era de 79,40 mm. Infelizmente não se conseguiu diminuir o pico de carga máximo e fazer com que o tubo no mínimo apresentasse um modo de deformação tão regular como na simulação base: isto poderá dever-se ao número de faces que o tubo apresenta (8) em relação ao número de triggers incluídos (apenas 2). Talvez para se assegurar um modo de deformação mais regular e a diminuição do pico de carga máxima seja necessário incluir mais dois triggers em faces opostas.

#### 4.1 Sugestão para trabalhos futuros

Com a introdução dos iniciadores de deformação configuráveis, permite várias combinações entre geometrias, dimensões, posicionamento, tratamentos térmicos, etc., seria interessante testar por exemplo geometrias diferentes em ambos os triggers aqui apresentados, aplicar tratamentos térmicos diferentes no trigger térmico, testar as simulações apresentadas aqui com mais triggers e verificar se isso iria levar a que os tubos deformassem de uma forma mais regular e o pico de carga máxima diminuiria e efetuar o mesmo estudo para estruturas tubulares de maior comprimento.

## 5. Bibliografia

1. T. Ananda Babu , D. Vijay Praveen , Dr.M.Venkateswarao, International Journal of Engineering Research & Technology Vol.1 - Issue 8 (October - 2012).
2. Christopher, W. Wells, Cronnon, W. *Car Country An Environmental History*.2012: University of Washington Press.
3. Gadekar, G. et al. *USE OF SECONDARY ENERGY ABSORBING STRUCTURES FOR IMPROVED SELF PROTECTION PERFORMANCE – EXPERIENCES DURING THE DEVELOPMENT OF A CHASSIS BASED VEHICLE*, India, Paper Number 11-0283.
4. [http://www.ijetae.com/files/Volume4Issue2/IJETAE\\_0214\\_40.pdf](http://www.ijetae.com/files/Volume4Issue2/IJETAE_0214_40.pdf) [<http://eprints.utm.my/11323/1/IsmailMusaMFKM2009.pdf>] [acedido a 10/09/2015 às 16.40].
5. Anderson T., Mauro S., *ANALISE DO DESEMPENHO DE LONGARINAS DE AUTOMOVEIS QUANDO SUBMETIDAS A IMPACTO*, Trabalho de conclusão de curso, Dezembro de 2012, São Paulo.
6. <http://www.royalauto.in/wp-content/uploads/2010/02/Auto-Types-of-Chassis1.pdf> [acedido a 23/07/2015].
7. [www.LotusEspritWorld.com](http://www.LotusEspritWorld.com) "The Final Chapman Years". [Acedido a 14/07/2015]
8. Michael Taggart, *Formula SAE-A Electric Chassis Design*, Honours Thesis, 15/11/2013, Flinders University – Adelaide, Australia.
9. <http://web.archive.org/web/20100328140306/http://www.sovereignpublications.com/tatra.htm> [acedido 14-03-2015]
10. <http://theodore-associates.com/advantages.html> [acedido a 22-05-2015]
11. Reimpell, J., H. Stoll and J. W. Betzler, (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, 2001, Butterworth Heineman.
12. <http://citiesnow.in/blog/2015/07/09/evolution-of-space-frames/> [acedido a 06-07-2015].
13. Otero C., *Diseño geométrico de cúpulas no esféricas aproximadas por mallas triangulares, con un número mínimo de longitudes de barra*, 1990 Tesis Doctoral. Universidad de Cantabria,
14. [http://www.autozine.org/technical\\_school/chassis/tech\\_chassis.htm](http://www.autozine.org/technical_school/chassis/tech_chassis.htm) [Acedido a 18-08-2015]
15. Wakeham, K.J., *Introduction To Chassis Design* , International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), Volume 1, Issue 3, March 2012.

16. [http://www.conceptcarz.com/vehicle/z648/McLaren\\_F1.aspx](http://www.conceptcarz.com/vehicle/z648/McLaren_F1.aspx) [acedido 15-02-2015],
17. <http://www.madmechanics.com/forum/build-diaries/17333-carbon-fiber-monocoque-question.html> [acedido a 15-07-2015]
18. Wakeham, K.J., *Introduction To Chassis Design Revision 1.0*. 2009.
19. [http://www.theaa.com/motoring\\_advice/euroncap/crash\\_tests.html](http://www.theaa.com/motoring_advice/euroncap/crash_tests.html) [acedido a 19-08-2015].
20. B., Paul, C. Clifford. ;B., Chong. B., Fileta B., *VEHICLE CRASHWORTHINESS AND OCCUPANT PROTECTION*, 2004, Southfield-Michigan.
21. [http://crash.ncac.gwu.edu/pradeep/CE264/lecture\\_1/lecture\\_1.pdf](http://crash.ncac.gwu.edu/pradeep/CE264/lecture_1/lecture_1.pdf) [Acedido 2014 22-04].
22. Hull D., *Energy Absorbing Composite Structures, Sci. & Techn. Rev.*, Vol. 3 (1988), University of Wales.
23. P. Urbina, P. Orta, H. Ahuett-Garza, *Crashworthiness design based on a simplified deceleration pulse*, International Journal of Automotive Technology, October 2014, Volume 15, Issue 6.
24. Lotus Engineering Inc., *Evaluating the Structure and Crashworthiness of a 2020 Model-Year, Mass-Reduced Crossover Vehicle Using FEA Modeling*, 31 August, 2012.
25. [http://web.iitd.ac.in/~achawla/public\\_html/736/5-VEHICLE\\_CRASHWORTHINESS.pdf](http://web.iitd.ac.in/~achawla/public_html/736/5-VEHICLE_CRASHWORTHINESS.pdf) [acedido 24-04-2015].
26. Galib, D.A. and Limam, A., *Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes*, Thin-walled Struct., (2004).
27. Adachi, T. Tomiyama, A, Araki, W., and Yamaji, A., *Energy absorption of a Thin-Walled Cylinder with Ribes subjected to axial Impact*, Int. J. Eng.
28. Samer F, F. Tarlochan, Pooria Khalili, Hatam Samaka, *ENHANCEMENT OF ENERGY ABSORPTION OF THIN WALLED HEXAGONAL TUBE BY USING TRIGGER MECHANISMS*, IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology, Center for Design and Innovation, College of Engineering, Universiti Tenaga Nasional, Malaysia.
29. F. Tarlochan<sup>1</sup>, F. Samer, *DESIGN OF THIN WALL STRUCTURES FOR ENERGY ABSORPTION APPLICATIONS: DESIGN FOR CRASH INJURIES MITIGATION USING MAGNESIUM ALLOY*, IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology, Center for Design and Innovation, College of Engineering, Universiti Tenaga Nasional, Malaysia.
30. Jiayao Ma<sup>1</sup>, Yuan Le<sup>2</sup>, and Zhong You<sup>3</sup>, *Axial Crushing Tests of Thin-walled Steel Square Tubes with Pyramid Patterns*, 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 12 - 15 April 2010, Orlando, Florida.

- 31.P., Nuno, S., Delfim, V. Candida, P., Pedro, D., Dina, *Experimental Study of Impact Energy Absorption in Aluminium Square Tubes with Thermal Triggers*, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia, Universidade do Minho, December 9, 2011.
- 32.M., Jiayao, *Thin-walled Tubes with Pre-folded Origami Patterns as Energy Absorption Devices*, Dissertation, 2011, University of Oxford.
- 33.A. Zaini, *Impact and Energy Absorption of Empty and Foam-filled Conical Tubes*, December 2009, Queensland university of Technology Australia, December 2009
- 34.P. Florent, Y., Wenyi, W., *Crushing Modes of Aluminium Tubes under Axial Compression*, 5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007, 10-12 December 2007, Brisbane, Australia.
- 35.J., Willibrordus, *Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations*, 1999, Universiteitsdrukkerij TU Eindhoven
36. H. F. Mahmood, X. Tang, A. Paluszny, *Crash Analysis of Structures Consisting of Thin-Walled Metal Components*, 1988, Springer Berlin Heidelberg.
- 37.H. , Masahiro et. al, *Dynamic behavior of a circular tube subjected to high impact loading*, 6<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Science and Technology in Experimental Mechanics, 3-5 November, Osaka, Japan.
- 38.Y.S. Tai, M.Y. Huang, H.T. Hu, *Axial compression and energy absorption characteristics of high-strength thin-walled cylinders under impact load*, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Department of Civil Engineering, ROC Military Academy, Taiwan, ROC Department of Civil Engineering, National Cheng Kung University, Taiwan, ROC.
- 39.E. Ahmed, F., Niki, *New design of roadside pole structure: crash analysis of different longitudinal tubes using LS-Dyna*, University of Sunderland, United Kingdom.
- 40.J., George, *Energy Absorption in Polymer Composite Materials for Automotive Crashworthiness*, University of Tennessee, Knoxville, USA.
- 41.K., George , G., Marzio, *Damage tolerance of rail vehicle energy absorbers*, Conference Title (Transport Research Arena– Europe 2012).
- 42.G., Recep, k., Sami, *Numerical study of the influence of bump type triggers on the axial crushing of top hat thin-walled sections*, Department of Mechanical Engineering, Karadeniz Technical University, Trabzon 61080, Turkey, accepted 24 January 2008
- 43.Hrennikoff, A. "Solution of problems of elasticity by the framework method". Journal of applied mechanics. 1941

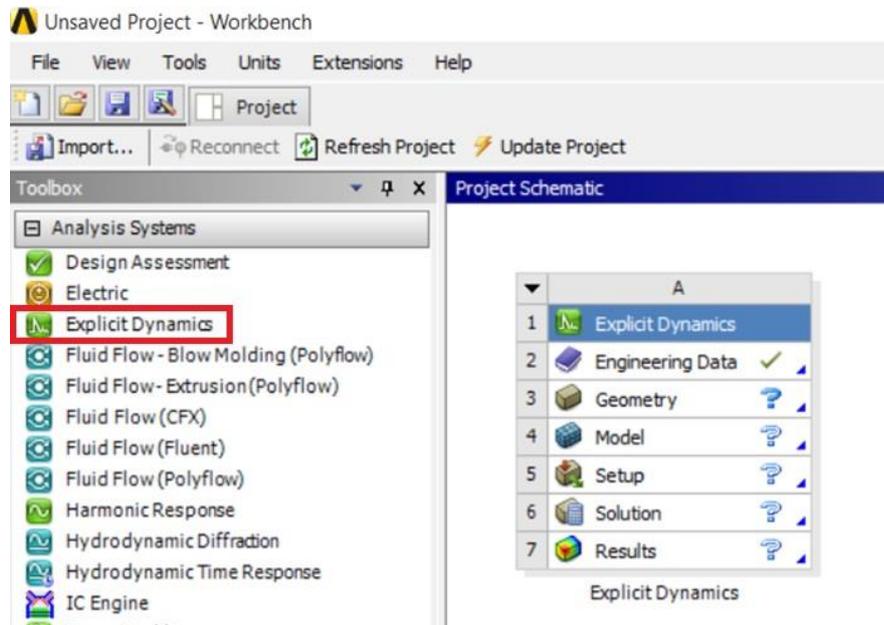
44. Courant, R.. "Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations". *Bulletin of the American Mathematical Society*, 1943.
45. Hinton, Ernest; Irons, Bruce , *Least squares smoothing of experimental data using finite elements*, 1968, July.
46. Strang, Gilbert; Fix, George . *An Analysis of The Finite Element Method*. Prentice Hall, 1973.
47. Babuška, Ivo; Banerjee, Uday; Osborn, John E.. "*Generalized Finite Element Methods: Main Ideas, Results, and Perspective*". *International Journal of Computational Methods*, June 2004.
48. [http://www.fahor.com.br/publicacoes/sief/2011\\_Analise\\_Estrutural\\_Chassi\\_Transplantador\\_a\\_Solidworks.pdf](http://www.fahor.com.br/publicacoes/sief/2011_Analise_Estrutural_Chassi_Transplantador_a_Solidworks.pdf). [acedido a 29-06-2015]
49. Cook, R.D., *CONCEPTS AND APPLICATIONS OF FINITE ELEMENT ANALYSIS, 4TH ED.* 2007: Wiley India Pvt. Limited.
50. Moaveni, S., *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*, Pearson Prentice Hall, 2008.

## 6. Anexos

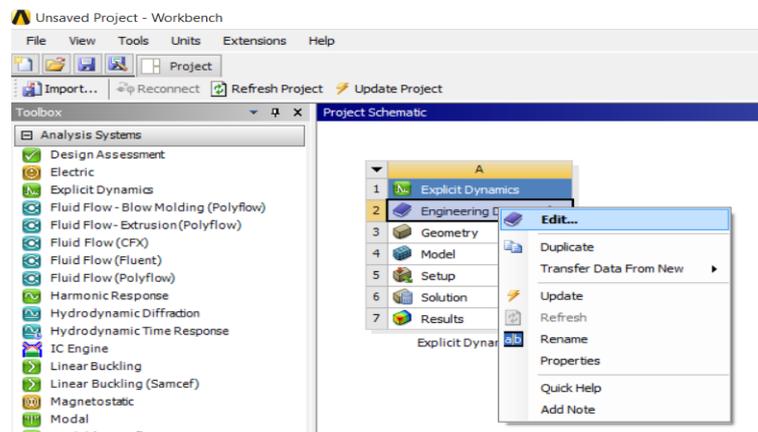


## A. Anexo A – Tutorial Ansys

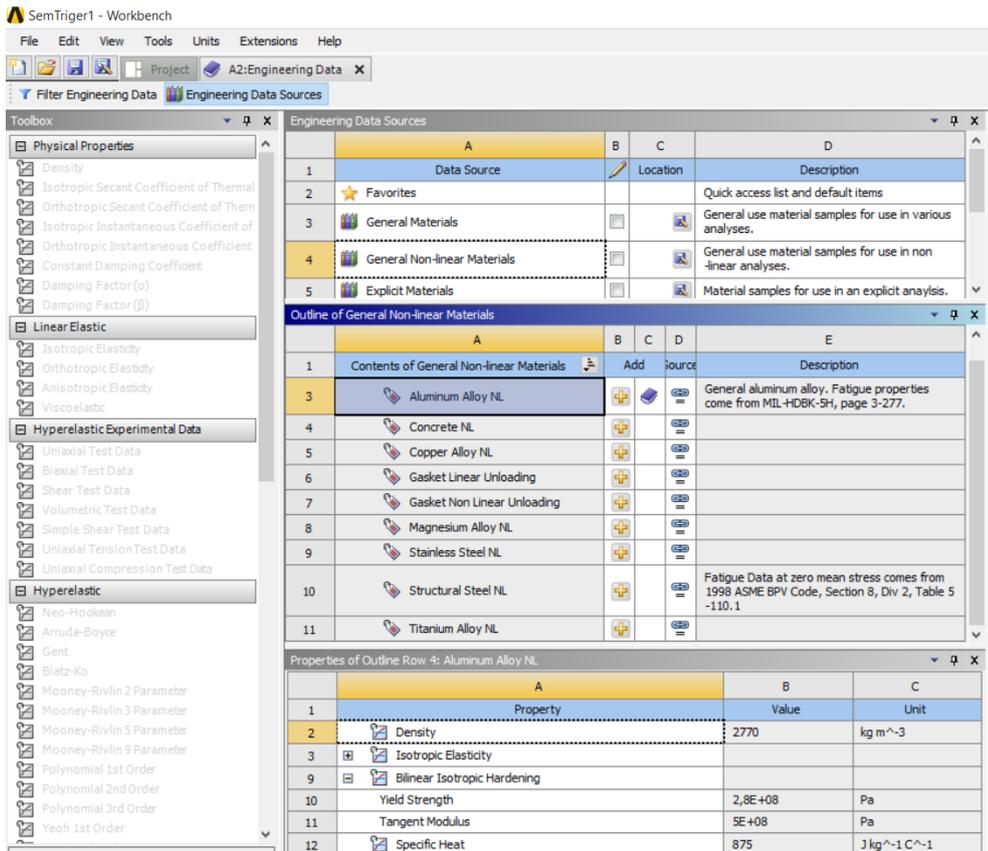
1º - No âmbito de simulações de impacto, deve selecionar-se o módulo “Explicit Dynamics”



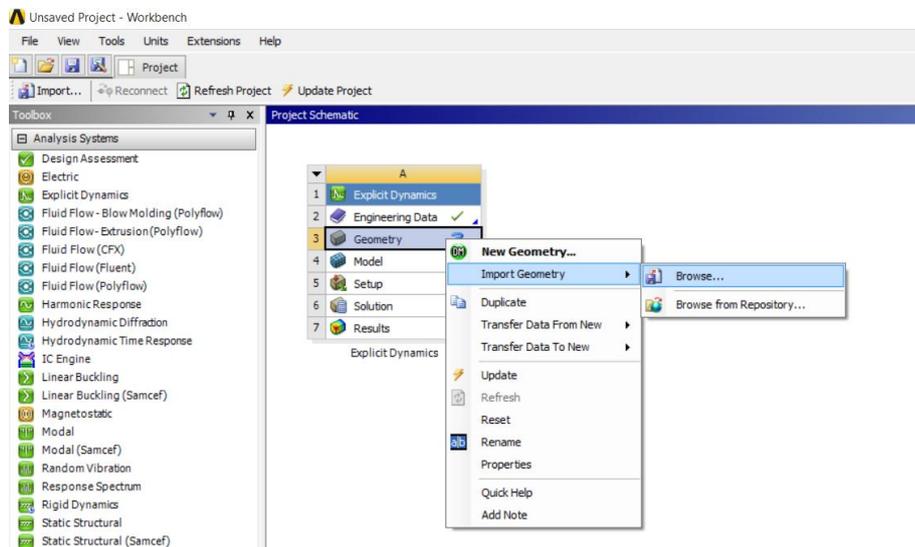
2º - Clicar com o botão direito do rato em Engineering Data e selecionar Edit:



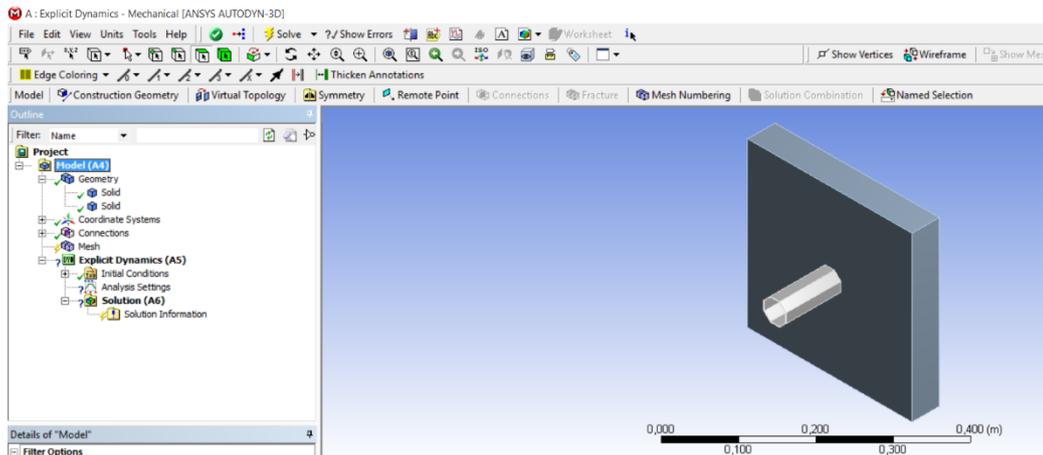
3º - Do lado esquerdo aparecerão todas as propriedades configuráveis dos materiais a utilizar na simulação. Carregando em Filter Engineering Data apenas estarão disponíveis para configurar as propriedades relevantes em simulações do tipo Explícitas. Já do lado direito aparecerão várias categorias de materiais (gerais, explícitos, etc) contendo vários tipos de materiais, e selecionando um dos materiais é possível alterar as suas propriedades:



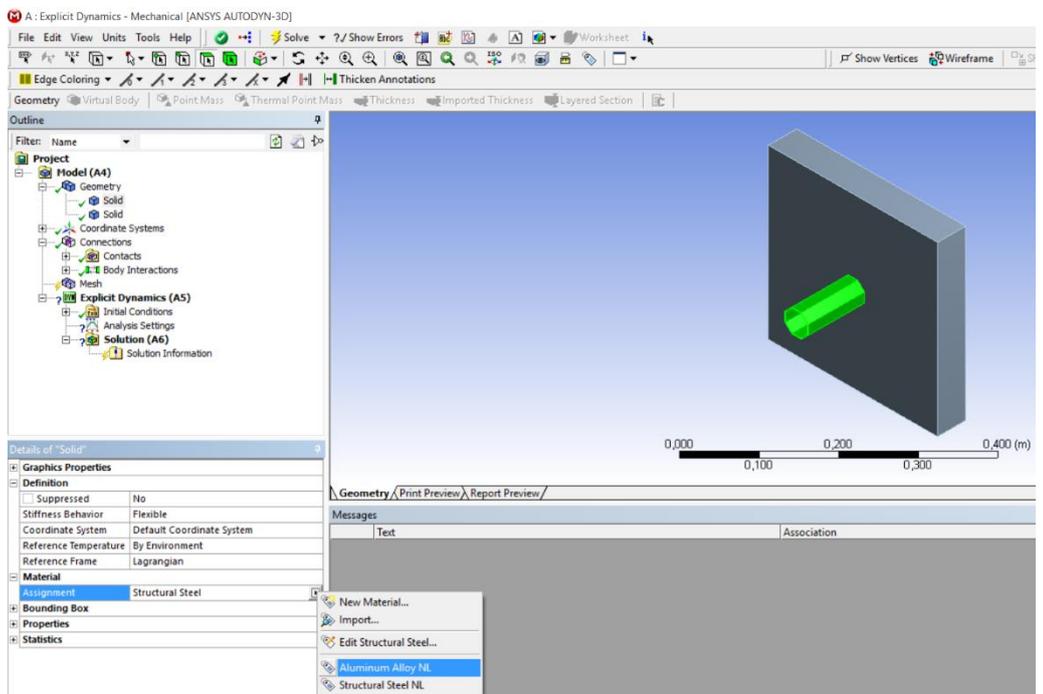
3º - Selecionou-se “Geometry” e importou-se o modelo 3D do SolidWorks, Tubo + Parede (formato .step):



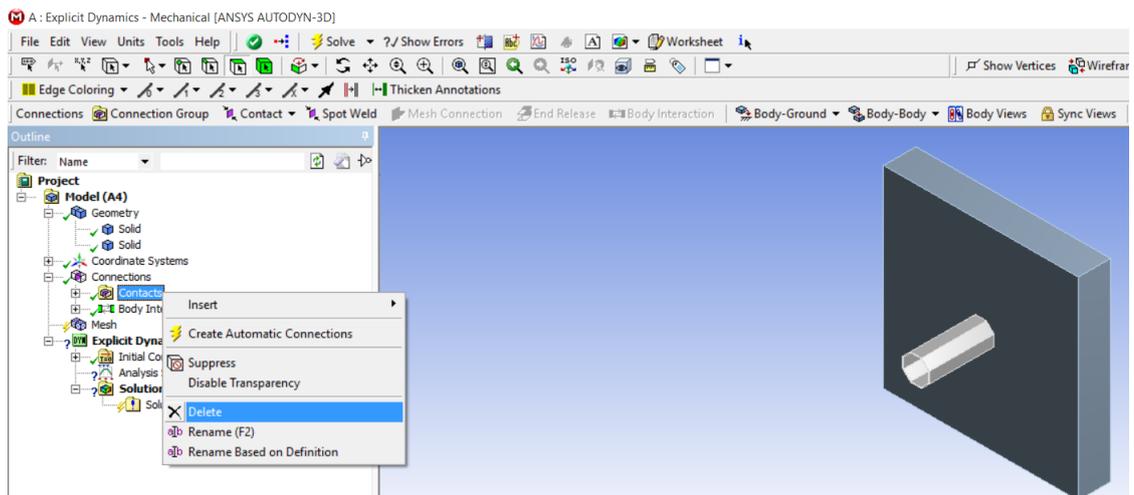
4º - Carregando em Model aparecerá o modelo 3D e todas as opções possíveis de definir para a simulação em questão:



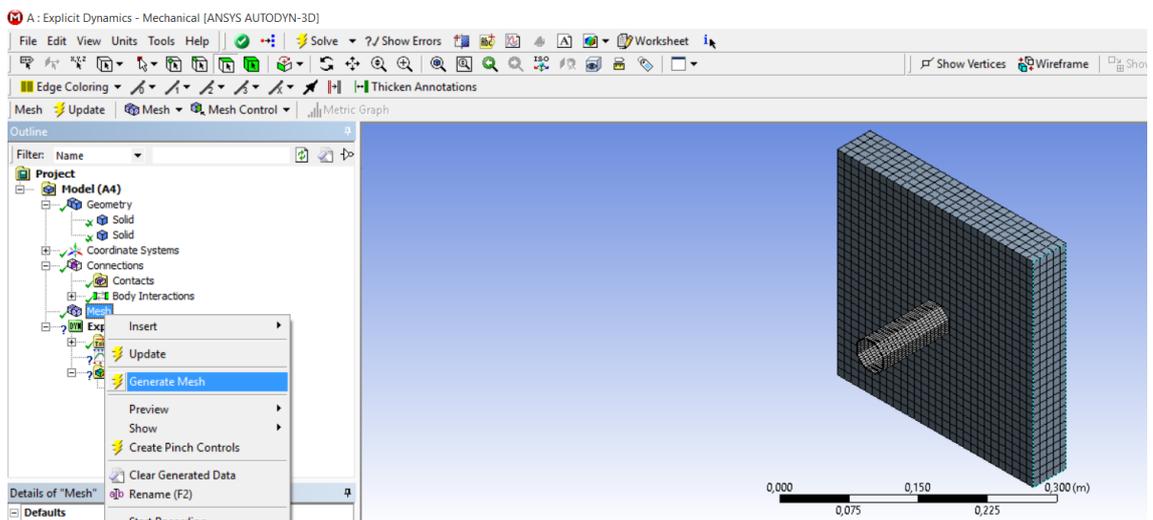
5º - O primeiro passo será atribuir os materiais selecionados aquando do 3º passo ao tubo e à parede respetivamente:



6º - Eliminar Contacts na definição Connections, para garantir que há separação dos dois corpos (tubo e parede) apesar de estarem em contacto. Desta forma não é necessário perder tempo a simular a deslocação da parede até ao tubo.



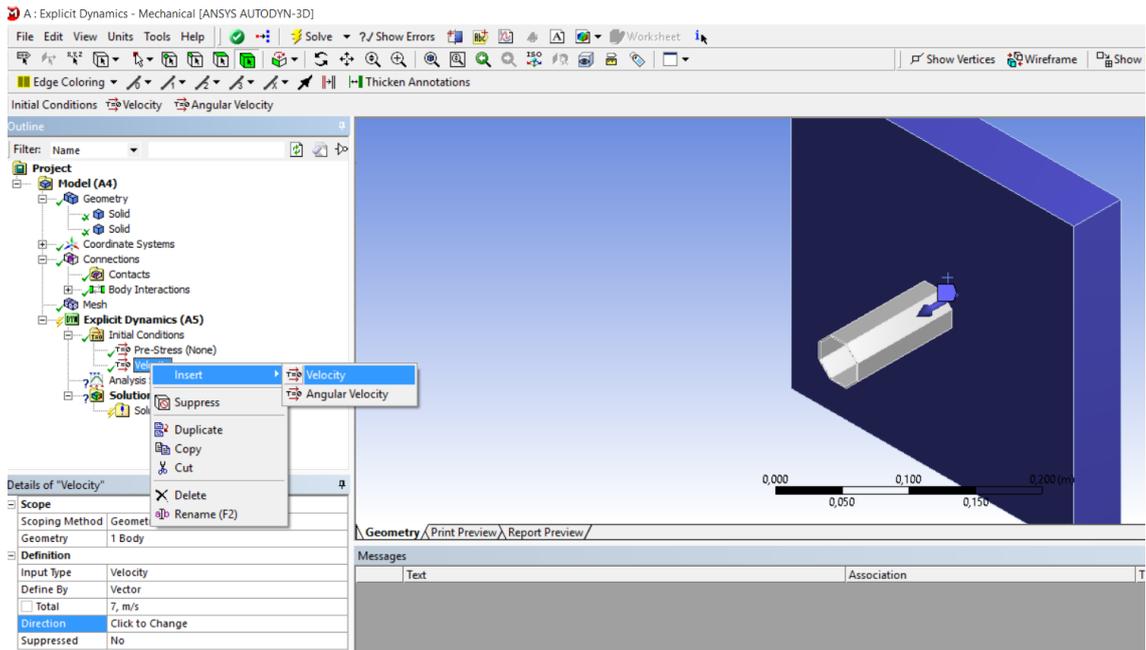
### 7º - Gerar malha



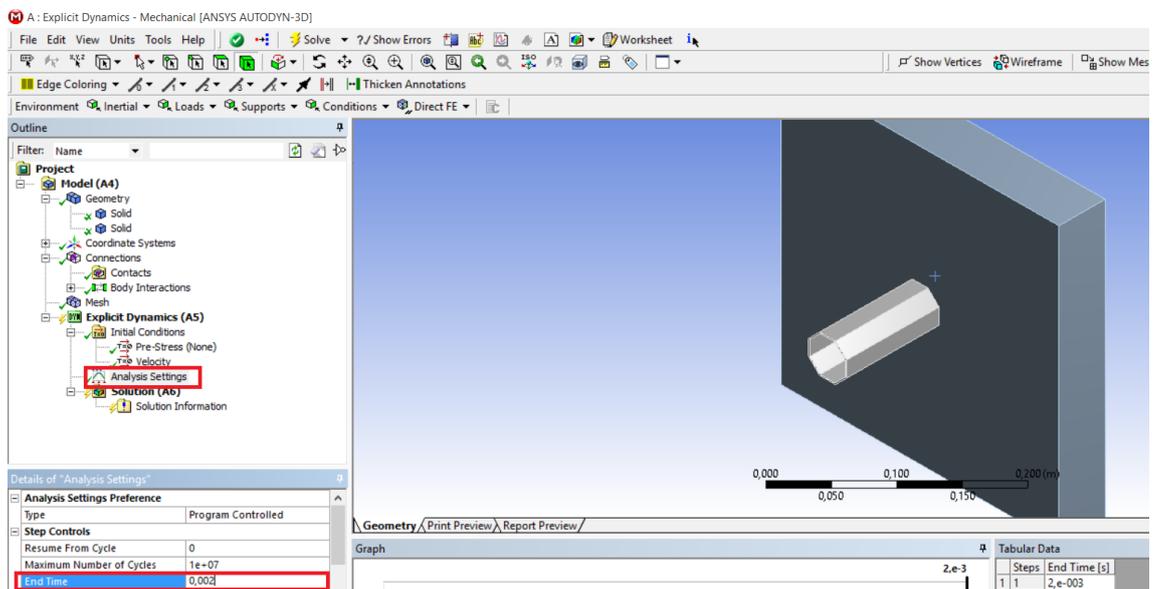
Details of "Hex Dominant Method" - Method

<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Method	Hex Dominant
Element Midside Nodes	Use Global Setting
Free Face Mesh Type	Quad/Tri
Control Messages	No

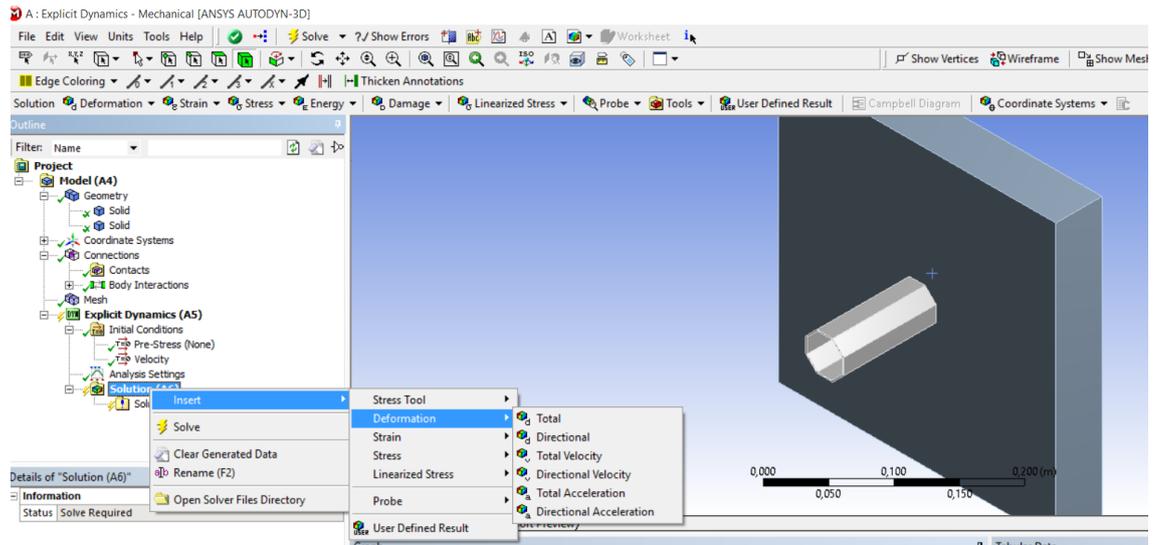
8º - Atribuir velocidade de impacto à parede e respetiva direção:



9º - Atribuir End Time à simulação, o que corresponde ao tempo real da simulação. Por exemplo , na figura a seguir, é atribuído um tempo de 0,02 segundos, ou seja, passarão 0,02 segundos desde o momento do impacto da parede com o tubo até a simulação ser finalizada:



10º - Em Solution são definidos os valores de saída que queremos obter com a simulação numérica. Em caso de se querer obter deslocamento, por exemplo na direção do eixo dos xx da parede é necessário escolher a opção User Defined Result



## A. Anexo B – Desenhos Técnicos



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

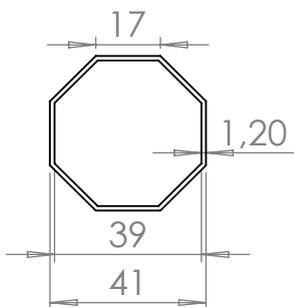
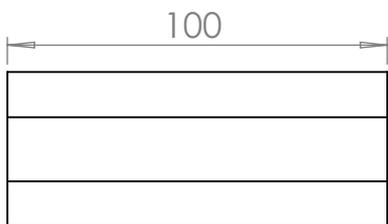
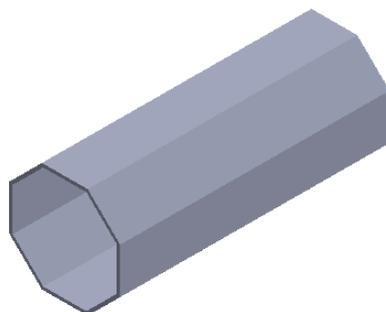
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

Tube Octogonal

MATERIAL:

DWG NO.

A4

WEIGHT:

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

4

3

2

1



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

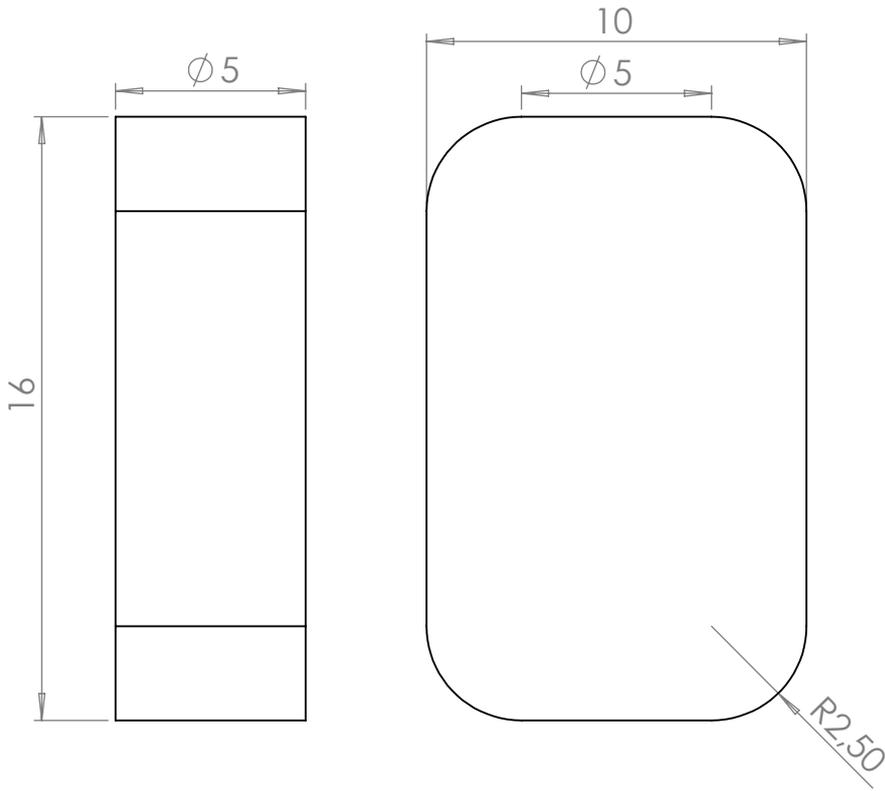
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE: **Trigger mecânico**

MATERIAL: \_\_\_\_\_ DWG NO. \_\_\_\_\_

WEIGHT: \_\_\_\_\_ SCALE:5:1 SHEET 1 OF 1

A4

4

3

2

1







4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

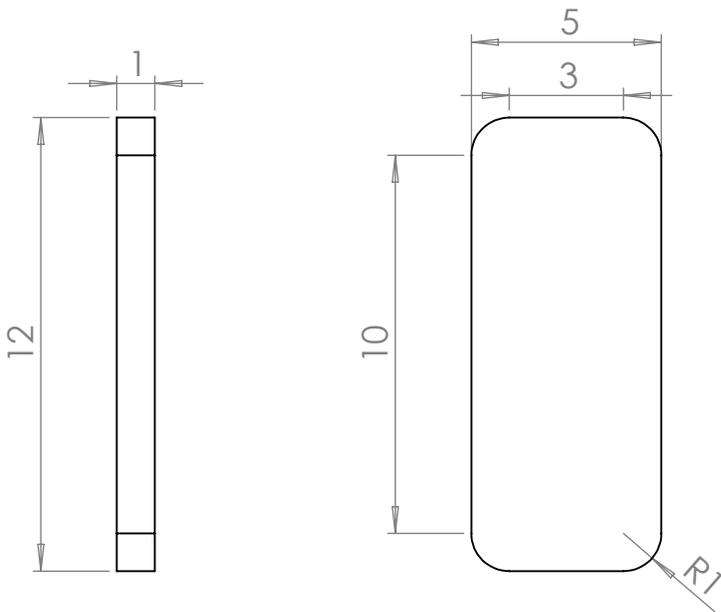
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

Trigger mec. otimizado

MATERIAL:

DWG NO.

A4

WEIGHT:

SCALE:5:1

SHEET 1 OF 1

4

3

2

1



4

3

2

1

F

F

E

E

D

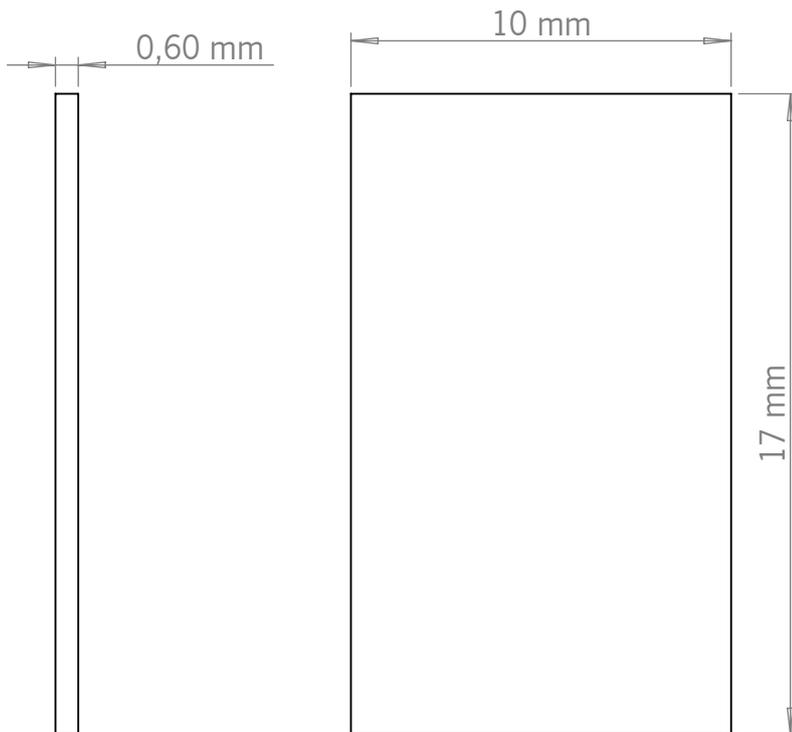
D

C

C

B

B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

Trigger térmico otimizado

MATERIAL:

DWG NO.

A4

WEIGHT:

SCALE:5:1

SHEET 1 OF 1

4

3

2

1

A

A