



Simulação numérica do comportamento ao
impacto de componentes para calçado de segurança

Roberto Carlos Fernandes Soares

UMinho | 2015



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Roberto Carlos Fernandes Soares

Simulação numérica do comportamento ao
impacto de componentes para calçado de
segurança

outubro de 2015



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Roberto Carlos Fernandes Soares

Simulação numérica do comportamento ao
impacto de componentes para calçado de
segurança

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

Trabalho efectuado sob a orientação de
Professor Doutor Nuno Peixinho
Professor Doutor João P. Mendonça

DECLARAÇÃO

Nome: Roberto Carlos Fernandes Soares

Correio electrónico: a52787@alunos.uminho.pt

Tlm.: 963393426

Número do Bilhete de Identidade: 13423312

Título da dissertação:

Simulação numérica do comportamento ao impacto de componentes para calçado de segurança

Ano de conclusão: 2015

Orientadores:

Professor Doutor Nuno Peixinho

Professor Doutor João P. Mendonça

Designação do Mestrado:

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

Escola: Engenharia

Departamento: 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, ___/___/_____

Assinatura: _____

“O segredo da criatividade está em dormir bem e abrir a mente às possibilidades infinitas. O que é um homem sem sonhos?”

Albert Einstein

Agradecimentos

Inicialmente gostaria de agradecer aos meus pais, avós, tio João e tia Emília, com um carinho especial aos meus irmãos e cunhada por todo o apoio prestado durante esta etapa da minha vida. Um agradecimento especial a minha namorada Cristina Silva por toda a paciência, apoio e incentivo em todos os momentos durante a realização desta dissertação.

Gostaria de agradecer ao meu orientador Professor Doutor Nuno Peixinho, por todo o seu apoio, paciência e por todo o conhecimento transmitido.

Gostaria de agradecer ao Professor Doutor João P. Mendonça e Engenheiro Sérgio L. Costa pela partilha de todos os dados para a elaboração desta dissertação.

Sem os amigos, tudo seria mais difícil, gostaria de agradecer a todos aqueles que fizeram parte deste percurso académico, em especial (Pedro Dias, César Fernandes, Gabriel Fonte, José Freitas, Pedro Miranda, José Dias, Rui Costa, Cristiano Fertuzinhos e José Barros). Gostaria também de agradecer também aos meus velhos amigos Jorge Martins, Sérgio Tinoco e Alípio Duarte.

Resumo

Os equipamentos de proteção individual (EPI's) apresentam elevada importância na segurança do trabalhador. O calçado de segurança apresenta-se como o equipamento de proteção individual que tem o intuito de proteger os pés.

O calçado de segurança compreende dois componentes, a biqueira e a palmilha, que apresentam elevada importância para a boa funcionalidade deste equipamento. Como a biqueira contribui com 35% do peso final do calçado de segurança, é de extrema importância tentar reduzir o peso deste componente, de modo a melhorar as condições de trabalho do utilizador.

O peso da biqueira é dependente do tipo de material utilizado para a sua fabricação, que atualmente pode ser feita com materiais metálicos e não metálicos. Os materiais metálicos utilizados mais usualmente são o aço e as ligas de alumínio e o não metálico é o material compósito.

O presente estudo pretendeu avaliar numericamente o efeito do impacto numa biqueira, tentando encontrar alternativas que pudessem melhorar a capacidade de absorção de energia de impacto.

Foi avaliado o comportamento elasto-plástico da biqueira através do software Ansys Workbench na sua componente de estudos dinâmicos explícitos, de forma a propor alterações geométricas que melhorem o desempenho do componente selecionado. Inicialmente foi proposto um aumento da espessura na zona superior, designada reforço da biqueira, posteriormente foi proposto um aumento da espessura por toda a biqueira e finalmente, após alguns resultados surgiu uma terceira proposta, onde não só foi aumentada a espessura no local dos reforços, como também foi efetuado um aumento de uma zona específica.

Palavra-Chave

Impacto, Dual-phase, Biqueira, Calçado de Segurança, Taxa de Deformação, Método Explícito, Método Implícito, Ansys Workbench, Explicit Dynamics.

Abstract

Personal protective equipment (PPE) has high importance on worker safety. The safety shoes are presented as the personal protective equipment which is intended to protect the feet.

The safety shoes comprise two components, the toecap and insole, which have great importance for the proper functionality of this equipment. As the toe contributes 35% of the final weight of the safety shoes is extremely important to try to reduce the weight of this component in order to improve user's working conditions.

The weight of the toecap is dependent on the type of material used for its manufacture, which can now be made with metallic and non-metallic materials. The most commonly used metallic materials are steel and aluminum alloys, and non metallic it is the composite material.

This study aims to numerically evaluate the effect of impact on a toecap, trying to find alternatives that could improve the ability to impact energy absorption.

The elastic-plastic the toecap behavior was evaluated using the Ansys Workbench software component in their explicit dynamic studies in order to propose geometric changes that improve the performance of the selected component. Initially, it was proposed to increase the thickness in the upper region, referred to reinforcing the toecap, and later it proposed an increase in thickness throughout the toecap, and finally, after some results came a third proposal, where the thickness was not only increased in the zone of the reinforcements, as has also made an increase of a specific zone.

Keywords:

Impact, Dual-phase, Toecap, Safety shoes, Deformation rate, Explicit method, Implicit method, Ansys Workbench, Explicit Dynamics.

Índice Geral

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Palavra-Chave	vii
Abstract	ix
Keywords:	ix
Índice Geral	xi
Índice Figuras	xv
Índice Tabelas	xix
Nomenclatura	xxi
1. Introdução	1
2. Estado de Arte	3
2.1. Calçado de Segurança	3
2.1.1. Biqueira	5
2.1.1.1. Tipos de Material	7
2.1.1.1.1. Aço	7
2.1.1.1.2. Ligas de alumínio	10
2.1.1.1.3. Material compósito	12
2.2. Aço Dual-Phase	14
2.3. Propriedades Dinâmicas dos Materiais	18
2.3.1. Taxa de deformação	19
3. Análise Elasto-plástico em Ansys	25
3.1. Equações Básicas (Linear)	25
3.2. Não Linearidade	25
3.2.1. Não Linearidade geométrica	26
3.2.1.1. Não Linearidade Geométrica em Ansys	26
3.2.2. Não Linearidade do material	30

3.2.2.1.	Critério de plasticidade	32
3.2.2.2.	Lei do escoamento	33
3.2.2.3.	Lei de encruamento.....	34
3.2.3.	Não Linearidade de Contacto.....	36
3.3.	Critérios de convergência.....	36
3.4.	Rede de Elementos Finitos.....	39
3.4.1.	SOLID186.....	39
3.4.2.	SOLID187.....	40
3.4.3.	SHELL163	41
3.5.	Método Implícito e Explícito	42
3.5.1.	Esquema geral	43
3.5.2.	Integração do tempo.....	43
3.5.3.	Integração do tempo pelo método das diferenças centrais.....	44
3.5.4.	Cálculo do Intervalo de tempo incremental	46
3.5.5.	Algoritmo de início	47
3.5.6.	Integração Explícita no tempo (algoritmo dinâmico explícito)	48
3.5.6.1.	Vantagens do Método Explícito	48
3.5.6.2.	Desvantagens do Método Explícito	48
3.5.6.3.	Resumo da sequência de solução para o algoritmo explícito	49
4.	Estudo Numérico	51
4.1.	Material	51
4.1.1.	Comportamento Elástico.....	52
4.1.2.	Comportamento Plástico	53
4.2.	Geometria.....	55
4.2.1.	Determinação do eixo de teste	55
4.2.2.	Punção de impacto	56

4.2.3.	Biqueira.....	57
4.2.3.1.	Dimensões.....	57
4.2.3.1.1.	Comprimento interno	58
4.2.3.1.2.	Largura da flange.....	58
4.2.3.2.	Geometria da Biqueira.....	59
4.2.3.3.	Primeira Alternativa.....	60
4.2.3.4.	Segunda Alternativa.....	61
4.2.3.5.	Terceira Alternativa.....	62
4.3.	Virtual topology	63
4.4.	Rede de Elementos Finitos.....	66
4.4.1.	Opções da rede de elementos.....	66
4.4.2.	Visualização da rede de elementos do conjunto	67
4.4.3.	Informação da rede de elementos.....	67
4.5.	Condições de Fronteira.....	70
4.5.1.	Velocidade	70
4.5.2.	“Displacement Remote”.....	71
4.5.3.	Suporte Fixo.....	72
4.6.	Opções da análise	73
4.7.	Obtenção das soluções no Software Ansys.....	74
4.7.1.	Alternativas	75
4.7.1.1.	“Shell_+10%”.....	75
4.7.1.2.	“Shell_Ref_+15%”.....	76
4.8.	Resultados	77
4.9.	Discussão dos Resultados.....	80
4.9.1.	Alternativas	82
4.9.1.1.	“Shell_+10%”.....	83

4.9.1.2. “Shell_Ref_+15%”	85
5. Conclusão e Propostas Futuras	91
6. Referências Bibliográficas.....	95
A. Anexos	101

Índice Figuras

Figura 1 – Calçado utilizado no trabalho antes do calçado de segurança - a) Bota de couro b) tamanco.....	3
Figura 2 - Tipos de calçado de segurança.....	4
Figura 3 - Esquema do ensaio de impacto na biqueira	6
Figura 4 - Tipos de biqueiras metálicas	7
Figura 5 - Vista do punção e matriz [10].....	9
Figura 6 - Vista em corte longitudinal das cavidades do molde [10]	9
Figura 7 - Vista em perspectiva de um par de biqueiras de aço [10].....	10
Figura 8 - Processo detalhado do equipamento proposto por Claudio Frulla [11]	12
Figura 9 - Vista da biqueira proposta por Jason L. Williams [12].....	14
Figura 10 - Microestrutura do Dual-Phase [13].....	14
Figura 11 - Aumento linear da resistência dos aços dual-phase com o aumento da fração volumétrica de martensite [21]	15
Figura 12 – Curvas tensão-deformação de vários aços (*Bifásico: Dual-Phase) [24].	16
Figura 13 - Capacidade de absorção de energia do aço dual-phase (HSLA – High Strenght Low Alloy , DP – Dual-Phase, TRIP – Transformation Induced Plasticity)[13].....	17
Figura 14 - Vantagens da utilização do aço dual-phase em relação a HSLA340/450 (HSLA – High Strenght Low Alloy) [24].....	17
Figura 15 -(a) Curvas dinâmicas e estáticas de tensão-deformação para barras de alumínio, (b) Variação da deformação com a velocidade de impacto do alumínio [34].....	19
Figura 16 - Sensibilidade à taxa de deformação no comportamento plástico do aço carbono [36].....	20
Figura 17 - Diagrama Marsh e Campbell juntamente com valores adicionais do aço carbono [36].....	21
Figura 18 - Sensibilidade à taxa de deformação das ligas de alumínio [40].....	22
Figura 19 - Concordância dos parâmetros D e q segundo Symonds no aço carbono [42].....	23
Figura 20 - Sensibilidade à taxa de deformação das ligas de alumínio [47;48]	24
Figura 21 – Curva linear vs não linear.....	25

Figura 22 – Vetores de posicionamento e de movimento de um corpo deformado [52]	27
.....
Figura 23 – Decomposição polar da deformação de corte [52]	28
Figura 24 – Comportamento da tensão-deformação de cada uma das opções de plasticidade no software Ansys [52]	32
Figura 25 - Superfícies de cedência [52]	33
Figura 26 - Tipos de leis de encruamento [52]	34
Figura 27 - Solução Newton-Raphoson - Uma iteração [52]	38
Figura 28 - Processo incremental Newton-Raphoson [52]	39
Figura 29 - Esquema do elemento SOLID186 [55]	40
Figura 30 - Esquema do elemento SOLID187 [55]	41
Figura 31 - Esquema do elemento SHELL163 [55]	41
Figura 32 - Método das diferenças centrais utilizado pelo Ansys [58]	44
Figura 33 – Dados introduzidos no software Ansys	53
Figura 34 –Introdução dos pontos para a construção da curva na opção "Multilinear Isotropic Hardening"	53
Figura 35 - Curva tensão-deformação engenharia	54
Figura 36 - Curva tensão-deformação verdadeira	54
Figura 37 - Determinação do eixo teste segundo a norma [62]	55
Figura 38 - Conjunto de componentes para análise numérica	56
Figura 39 - Esquema da Norma 12568_2010 para a construção do punção de impacto [62]	57
Figura 40 - Modelo CAD do punção	57
Figura 41 – Informação da medição do comprimento interno (l, comprimento interno e l, eixo de teste) [62]	58
Figura 42 - Representação da flange segundo a Norma [62]	59
Figura 43 - Geometria normal das biqueiras	59
Figura 44 - Modelo CAD da Biqueira	60
Figura 45 - Esquema e informação da espessura 1,2mm	60
Figura 46 - Localização do aumento de espessura da primeira alternativa	61
Figura 47 - Esquema da espessura nos reforços da primeira alternativa a) +5% b) +10%	61
Figura 48 – Localização do aumento de espessura da segunda alternativa	62

Figura 49 - Esquema da espessura da biqueira para a segunda alternativa a) -10% b) +10%.....	62
Figura 50 - Localização do aumento de espessura da terceira alternativa.....	63
Figura 51 - Esquema da espessura da terceira alternativa	63
Figura 52 - Modelo CAD original (sem "Virtual Topology")	64
Figura 53 - Modelo CAD com "Virtual Topology"	65
Figura 54 - Visualização da rede de elementos sem (a) e com (b) "Virtual Topology"	66
Figura 55 - Localização das opções de rede de elementos selecionadas no software Ansys.....	67
Figura 56 - Malha do conjunto.....	67
Figura 57 - Esquema do ensaio de impacto a) Norma 12568_2010 b) Análise Numérica.....	70
Figura 58 - Introdução da velocidade na análise numérica (Anexo C7).....	71
Figura 59 - Introdução do "Displacement Remote"	72
Figura 60 - Esquema dos suportes fixos (Anexo C9)	73
Figura 61 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira "original"	75
Figura 62 - Deformação ocorrida na biqueira "original"	75
Figura 63 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira "Shell_+10%"	76
Figura 64 - Deformação ocorrida na biqueira "Shell_+10%"	76
Figura 65 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira "Shell_Ref_+15%" ..	76
Figura 66 - Deformação ocorrida na biqueira "Shell_Ref_+15%"	77
Figura 67 - Curvas deformação-tempo	79
Figura 68 - Curvas força-tempo	80
Figura 69 - Curva força-tempo obtida na biqueira "original"	81
Figura 70 - Ponto 1 da curva.....	81
Figura 71 - Ponto 2 da curva.....	81
Figura 72 - Ponto 3 da curva.....	81
Figura 73 - Ponto 4 da curva.....	82
Figura 74 - Ponto 5 da curva.....	82
Figura 75 - Ponto 6 da curva.....	82
Figura 76 - Curva força-tempo obtida na biqueira "Shell_+10%"	84
Figura 77 - Ponto 1 da curva "Shell_+10%".....	84
Figura 78 - Ponto 2 da curva "Shell_+10%"	85

Figura 79 - Ponto 3 da curva "Shell_+10%"	85
Figura 80 - Ponto 4 da curva "Shell_+10%"	85
Figura 81 - Ponto 5 da curva "Shell_+10%"	85
Figura 82 - Curva força-tempo obtida na biqueira "Shell_Ref_+15%"	86
Figura 83 - Ponto 1 da curva "Shell_Ref_+15%"	86
Figura 84 - Ponto 2 da curva "Shell_Ref_+15%"	87
Figura 85 - Ponto 3 da curva "Shell_Ref_+15%"	87
Figura 86 - Ponto 4 da curva "Shell_Ref_+15%"	87
Figura 87 - Ponto 5 da curva "Shell_Ref_+15%"	87
Figura 88 - Curva força-deformação obtida na biqueira "Shell_+10%"	88
Figura 89 - Curva força-tempo obtida na biqueira "Shell_Ref_+15%"	88

Índice Tabelas

Tabela 1 - Requisitos do calçado de segurança consoante o tipo de riscos	5
Tabela 2 - Biqueira de Aço vs Material Compósito [9].....	7
Tabela 3 - Dados do Material Compósito [12]	13
Tabela 4 - Dados do Material Compósito preferencial [12]	13
Tabela 5 - Constituição da microestrutura (Volume %) [18]	15
Tabela 6 - Coeficientes da equação Cowper-Symonds [37].....	24
Tabela 7 – Constantes da deformação não linear.....	31
Tabela 8 - Sumário de opções de Plasticidade do software Ansys [52]	35
Tabela 9 - Cálculo do "time step" [57]	47
Tabela 10 – Dados do material DOCOL DP800 (Anexo A)	52
Tabela 11 – Dados de entrada no software Ansys	52
Tabela 12 - Comprimento interno mínimo segundo a Norma [62]	58
Tabela 13 - Espessura da biqueira “original” (Anexo C1)	60
Tabela 14 - Espessura dos locais dos reforços mencionados (Anexo C2).....	61
Tabela 15 - Espessura da biqueira para a segunda alternativa (Anexo C3).....	62
Tabela 16 - Espessura utilizada na terceira alternativa (Anexo C4).....	63
Tabela 17 - Informação da análise numérica em relação ao "Virtual Topology" (Anexo C5).....	65
Tabela 18 - Tamanho da rede de elementos utilizado na análise numérica (Anexo C6)	66
Tabela 19 - Informação da rede de elementos dos modelos CAD originais.....	68
Tabela 20 - Informação da rede de elementos na primeira alternativa	68
Tabela 21 - Informação da rede de elementos na segunda alternativa	69
Tabela 22 - Informação da rede de elementos na terceira alternativa.....	69
Tabela 23 - Informação da massa e energia segundo a norma [62].....	71
Tabela 24 - Dados introduzidos na opção "Displacement Remote" (Anexo C8)	72
Tabela 25 - Opções utilizadas na análise numérica (Anexo C10)	74
Tabela 26 - Exemplo dos dados obtidos para biqueira "original".....	78
Tabela 27 - Variação dos valores da deformação durante ensaio	89

Nomenclatura

Símbolo	Definição	Unidades
$\dot{\varepsilon}$	Taxa de deformação	s ⁻¹
l	Comprimento final	mm
l_0	Comprimento inicial	mm
v	Velocidade	m/s
σ_0'	Tensão de cedência dinâmica	MPa
σ_0	Tensão de cedência estática	MPa
F	Força ou Carga	N
σ	Tensão	MPa
t	Tempo	s
L	Largura do menor elemento	mm
c	Velocidade do som	m/s
E	Módulo de elasticidade	GPa
ρ	Densidade	kg/m ³
ν	Coefficiente de Poisson	-
m	Massa	kg
ω_M	Maior frequência natural	Hz
A_0	Área útil	mm ²
ε	Deformação	-
σ_{real}	Tensão verdadeira	MPa
ε_{real}	Deformação verdadeira	-
e	Flange da biqueira	mm
U	Energia	J
U_{pot}	Energia potencial	J
U_{cin}	Energia cinética	J
a	Aceleração	m/s ²

1. Introdução

Atualmente as questões de segurança no trabalho apresentam grande importância, de modo a satisfazer essas questões existem os EPI's (equipamentos de proteção individual). Os EPI's são compostos por equipamentos para diferentes partes do corpo, como a cabeça, membros inferiores, membros superiores, entre outros.

O calçado é um dos equipamentos de segurança que apresenta grande importância na indústria, e tem o objetivo de proteger os pés do trabalhador durante o tempo laboral. Para além da segurança, a ergonomia oferecida pelo equipamento ao trabalhador é importante para um melhor rendimento do mesmo.

Na conceção do calçado de segurança que cumpre estes requisitos tem o objetivo de fornecer melhores condições laborais aos trabalhadores, de forma a obter o maior rendimento laboral de cada trabalhador, com maior segurança e menor cansaço de utilização do equipamento

O calçado de segurança é composto por componentes individuais e importantes, como a biqueira e a palmilha. A biqueira tem uma contribuição de cerca de 35% do peso final do calçado de segurança. Deste modo, um dos aspetos importantes é a redução de peso da biqueira, de forma a se obter um calçado mais leve, mas mantendo os valores de absorção de energia de impacto impostas pela norma. O peso da biqueira depende do tipo de material utilizado na sua fabricação, atualmente a maioria das biqueiras podem ser fabricadas em dois tipos de materiais, os materiais metálicos e os materiais não metálicos. No caso dos não metálicos, o material utilizado é o polietileno de alta resistência, que é um material compósito. Para o caso materiais metálicos, existem duas alternativas, a mais usual o aço e o alumínio.

As biqueiras aço têm uma espessura de 1,8 mm, enquanto que a espessura do alumínio é 2,5 mm mais espessa em relação ao aço e as biqueiras de material compósito são 6 a 7 mm mais espessas quando comparadas com as biqueiras de aço.

A importância de se desenvolver componentes de segurança que melhorem a qualidade de trabalho leva muitas vezes ao desenvolvimento de componentes fabricados em materiais alternativos.

Esta dissertação tem como objetivo analisar numericamente o efeito de impacto numa biqueira e procurar alternativas que melhorem a capacidade de

absorção de energia de impacto. A biqueira apresentada tem um design alternativo quando comparada com uma biqueira usual e com uma espessura menor, de 1,2mm. O material utilizado na biqueira foi o aço Dual-Phase 800 Docol.

O aço dual-phase quando comparado com um aço convencional, possui uma elevada resistência mecânica, ductilidade, tem uma taxa de encruamento excepcional e garante uma boa conformabilidade. Também possui maior capacidade de absorção de energia, logo possui uma melhor resistência ao impacto.

Tratando-se de uma análise não linear de impacto, o método selecionado no software “Ansys Workbench” foi a opção “Explicit Dynamics”.

A análise numérica obedeceu aos requisitos propostos pela norma EN12568_2010, onde a biqueira do tipo calçado de segurança deve suportar uma energia de impacto de 200J e a biqueira do tipo calçado de proteção, 100J. De forma a se obter a energia selecionada para o tipo de calçado, neste caso 200J, foi calculada a velocidade inicial do punção recorrendo à equação da energia cinética, conhecendo a massa do punção e a energia pretendida.

O presente trabalho é composto por um capítulo inicial dedicado a um breve enquadramento histórico do tema em estudo, um ponto seguinte que descreve material utilizado e suas características, de seguida foram abordadas as propriedades dinâmicas do material assim como os tipos de não linearidades existentes. Foram também abordados os métodos de cálculo utilizados pelo método explícito e implícito. De seguida é relatada a análise numérica efetuada, bem como os resultados obtidos, findando com uma conclusão de resultados.

2. Estado de Arte

2.1. Calçado de Segurança

As botas de segurança foram inventadas na Alemanha no final da II Guerra Mundial. O seu objetivo era a proteção dos trabalhadores, sendo que anteriormente à sua invenção, os trabalhadores utilizavam botas de couro (figura 1a) ou tamancos de madeira (figura 1b) [1].



Figura 1 – Calçado utilizado no trabalho antes do calçado de segurança - a) Bota de couro b) tamanco

A história das botas de segurança pode ser rastreada até ao início do séc. XX, quando as questões de segurança industrial começaram a ter importância. Até esse momento a substituição de trabalhadores feridos apresentava-se como uma medida mais rápida e barata que a introdução de medidas de segurança [1].

Na década de 1930, Red Wing Shoes Company começou a lidar com botas de biqueira de aço [1].

Em 1970, no congresso dos EUA foi decretada uma lei que visava garantir a segurança dos trabalhadores (Lei de Saúde e Segurança Ocupacional), e foi criada uma administração para garantir que as normas de segurança no local de trabalho fossem aplicadas. O calçado de segurança passou a ser utilizado em locais que representavam ameaças de lesões nos pés. Hoje em dia é um requisito obrigatório em muitas indústrias [1].

Várias culturas adotaram o uso de botas de segurança, muitas vezes com finalidades menos apropriadas, como a sua utilização para lutas, devido à sua resistência e a biqueira de aço existente neste tipo de calçado. Durante os anos 1960 várias botas de segurança, particularmente Grinders e Dr. Martens, eram populares

entre os skinheads. A mesma tendência foi levada para os anos 1980 e 1990 pela Riverhead e as subculturas punk [1].

No entanto, este tipo de calçado continua a ser desenvolvido de modo a refletir as modas atuais, ao contrário de outros equipamentos de proteção. As expectativas dos clientes continuam a mudar, deste modo, os fabricantes vêm-se obrigados a produzir botas de segurança com diferentes variedades de estilo [1].

A popularidade das botas de segurança continua vinculada no futuro, devido à importância que estas representam para várias indústrias. Esta popularidade faz com que outras marcas existentes no mundo da moda se diversifiquem e se direcionem para a indústria do calçado de segurança [1].

Um dos aspetos importantes na indústria atual é a segurança do trabalhador, sendo os pés e as pernas zonas de risco no trabalho, existem equipamentos adequados para a sua proteção (EPI's – Equipamentos de Proteção Individual). A segurança dos membros inferiores é feita através de sapatos, botas, joelheiras e polainas, ver figura 2. Estes têm o objetivo de proteger o trabalhador contra o risco de esmagamento, perfurações (por pregos, varões, etc), contacto com a corrente elétrica e produtos químicos, queda de objetos (impacto) e derrapagem [2].



Figura 2 - Tipos de calçado de segurança

A escolha do equipamento de proteção depende do tipo de trabalho que o operário irá executar e do risco a que vai estar exposto. O uso do calçado de segurança no local de trabalho é obrigatório, e deve seguir as normas existentes para

cada componente, biqueira e palmilha. A tabela seguinte indica o tipo de calçado consoante o tipo de risco [2].

Tabela 1 - Requisitos do calçado de segurança consoante o tipo de riscos

Risco	Requisitos do Calçado
Perfuração da planta do pé	Calçado com palmilha de aço incorporado.
Queda de materiais	Sapatos ou botas com biqueira de aço reforçadas na zona dos dedos e peito do pé.
Queimaduras	Botas com solas de couro ou borracha sintética.
Contacto com corrente elétrica	Botas de material isolante que devem ser coladas ou cosidas, nunca pregadas com pregos metálicos devido ao perigo de eletrocussão.
Escorregamento	Calçado com solas antiderrapantes

O local onde o trabalhador vai desempenhar as suas funções define a escolha do calçado de segurança. No caso de o trabalhador ser sujeito a ambientes quentes, o calçado de segurança utilizado devem ser botas em couro ou em fibra sintética com um revestimento refletor (aluminizado), no caso de o trabalho ser realizado em solos encharcados ou em ambientes húmidos, é obrigatório o uso de botas PVC de cano alto, com solas antiderrapantes, em trabalhos de soldadura o uso de calçado de segurança pode não ser suficiente, pode ser necessário o uso de polainas de proteção [2].

2.1.1. Biqueira

A biqueira é um dos componentes mais utilizados nos equipamentos de proteção individual - EPI's, nomeadamente no calçado de segurança, para a prevenção de acidentes. Para a otimização deste componente deve ter-se em conta os aspetos ergonómicos e mecânicos, assim como o mercado [3]. Este componente é

colocado na parte dianteira do calçado de segurança, como se visualiza na figura 3, com o objetivo de proteger os dedos do trabalhador a cargas estáticas e ao impacto, nomeadamente queda de objetos externos no local de trabalho [3].

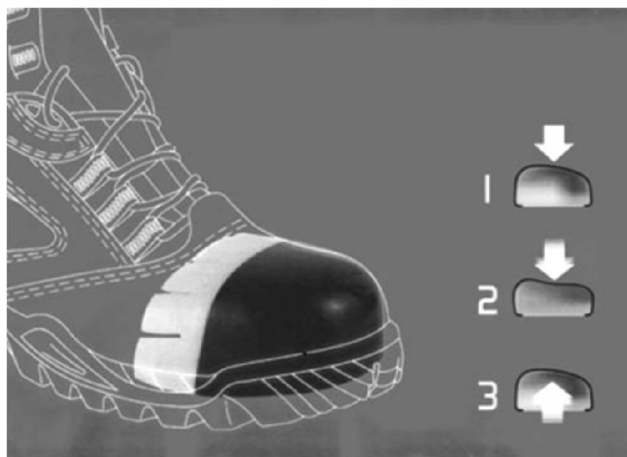


Figura 3 - Esquema do ensaio de impacto na biqueira

A biqueira contribui com um aumento de cerca de 35% do peso total do calçado de segurança e deve suportar altas resistências à deformação e ao impacto, seguindo os requisitos impostos pelas normas existentes para este tipo de componente [3].

Para a conceção da biqueira deve-se estabelecer inicialmente a seleção do design e dos materiais, no caso dos materiais existem dois tipos distintos, os metais e os não metais. Os materiais metálicos (figura 4) apresentam um melhor desempenho na resistência mecânica, mas apresentam como principal desvantagem o seu peso, como é o caso do aço carbono com processo de tratamento térmico [4, 5], o que contribui muitas vezes para a fadiga do trabalhador. Em relação aos materiais não metálicos, mais propriamente o compósito de poliéster reforçado com fibra de vidro, PEAD – polietileno de alta resistência, tem a vantagem de reduzir em cerca de 40% do peso total em relação às biqueiras de aço convencional, ver tabela 2 [6;7]. A principal desvantagem deste material deve-se ao seu desempenho mecânico devido a resistência mecânica, em relação ao aço convencional. Desta forma, será necessário um aumento do seu volume, de forma a contrariar maiores taxas de deformação, afetando a conceção da biqueira no calçado de segurança. A rigidez pode ser melhorada substancialmente através de mudanças geométricas. [8].



Figura 4 - Tipos de biqueiras metálicas

Tabela 2 - Biqueira de Aço vs Material Compósito [9]

	Biqueira de aço	Biqueira de Compósito
Deslocamento máximo	16 mm	15 mm
Recuperação do deslocamento	9 mm	13,7 mm
Deformação permanente	6,9 mm	1,3 mm
Ratio de restauração	56%	91%
Massa	75 g	40 g

2.1.1.1. Tipos de Material

A maioria das biqueiras são produzidas em três materiais distintos, aço, ligas de alumínio e material compósito. Nos pontos seguintes serão enunciadas algumas vantagens e desvantagens da utilização destes materiais na produção de biqueiras.

2.1.1.1.1. Aço

O material mais comumente utilizado na produção de biqueiras para calçado de segurança é o aço, uma vez que é suficientemente resistente e difícil de sofrer danos, sendo possível dobrar sob pressão sem fraturar. A biqueira de aço tem uma espessura constante devido à sua produção, principalmente por conformação de chapa metálica [11].

Uma das limitações deste material é a sua densidade mais elevada, uma vez que as biqueiras são mais pesadas do que as outras soluções que se encontram no mercado, as biqueiras de ligas de alumínio e de material compósito. As biqueiras de aço têm uma massa de cerca de 75g, este valor pode variar consoante o tamanho pretendido. Devido ao seu peso, o calçado de segurança que utiliza biqueiras de aço pode produzir fadiga no utilizador [11;12].

As biqueiras de aço quando submetidas a altas cargas de compressão seriam permanentemente deformadas, e além de poder agravar uma lesão no pé do utilizador ao complicar a remoção do calçado e da biqueira, seria também necessária a sua substituição por ficar danificado [12].

Este tipo de biqueiras podem ser consideradas inadequadas para certas aplicações, uma vez que o aço é condutor térmico e elétrico. Em certas aplicações militares, este tipo de biqueira é colocada de parte, devido à sua interação magnética, sendo substituídas por outro tipo de solução material utilizado nas biqueiras de calçado de segurança [11;12].

Segundo Warren Somessal William, antes da sua invenção, a produção das biqueiras de aço era efetuada através de uma chapa de aço, que era estampada, com punção e matriz na forma elipsoidal (figura 5), passando de seguida por um processo de corte e, posteriormente, separadas em pares de biqueiras individuais. O processo envolvia componentes de custo que podem ser evitados através do procedimento de fabrico proposto pelo Warren Somessal William [10].

Na fabricação de calçado de segurança um dos requisitos exigidos as biqueiras é terem uma forma de ponta de asa, ou pelo menos biqueiras em que os cantos traseiros se estendam substancialmente para trás. Se a forma elipsoidal é dividida em uma linha transversal, as biqueiras resultantes tem extremidades traseiras retas. O objetivo deste requisito é dar maior estabilidade e prevenir o balanço sob impacto [10].

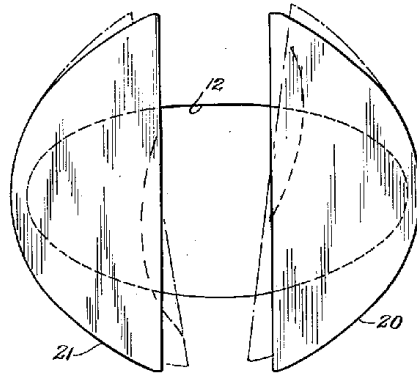


Figura 5 - Vista do punção e matriz [10]

O punção sob forma elipsoidal pode ser separado para produzir biqueiras de aço deste tipo mas com resíduos materiais consideráveis e requerem uma operação de corte em cada biqueira individual [10].

O processo de produção proposto por Warren Somessal William é caracterizado pela utilização de duas peças preliminares planas separadas (figura 6), que podem ser localizadas com precisão e de forma independente no que diz respeito a uma única cavidade de moldação e a partir da qual as biqueiras de aço são separadas e formadas em simultâneo pelo funcionamento de um único punção de forma elipsoidal idêntico ao punção utilizado para produzir biqueira pelo método anteriormente citado [10].

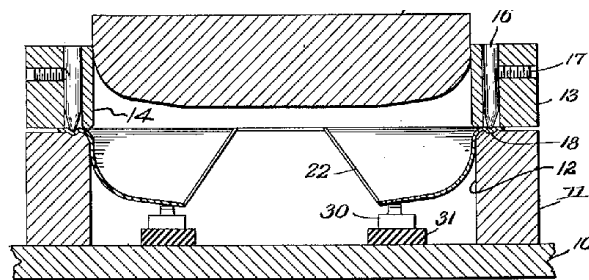


Figura 6 - Vista em corte longitudinal das cavidades do molde [10]

Este processo de fabrico, utiliza esboço de aço semicirculares ou em forma segmentar, este encontra-se posicionado acima das extremidades opostas de uma única cavidade de moldação com as suas arestas transversais espaçadas em relação oposta, estes dois bordos transversais podem ser dispostos em relação angular ou convergente. Com um simples ajuste angular das duas placas, este processo tem uma

grande flexibilidade de manuseamento, tornando assim a produção de biqueiras com uma larga gama de diversidade [10].

Qualquer operação de corte é evitada, todos os resíduos materiais são eliminados a partir da porção do bordo arqueado transversal da biqueira. Caso se pretenda produzir biqueiras com forma ponta de asa pode-se dar uma curvatura sinuosa no bordo transversal das peças em bruto [10].

Uma vantagem importante deste processo é que como as duas estruturas são forçadas para dentro da cavidade do molde e desenhado, que agem em conjunto para equilibrar e equalizar a pressão lateral sobre o punção, de modo que opera sem tendência apreciável para trabalhar no sentido de uma ou outra parede da matriz [10].

Isto não só melhora a vida útil do molde como contribui largamente para a uniformidade do produto [10].

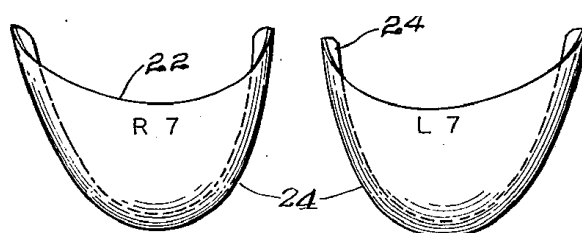


Figura 7 - Vista em perspectiva de um par de biqueiras de aço [10]

2.1.1.1.2. Ligas de alumínio

As ligas de alumínio oferece a mesma proteção que o aço, mas as biqueiras de ligas de alumínio pesam apenas cerca de metade. Como acontece no aço, as biqueiras de ligas de alumínio, dobram sob alta pressão, sem fraturar.

De forma a oferecer a mesma capacidade de proteção que as biqueiras de aço, a espessura das biqueiras de alumínio é 2,5 mm mais espessa que as de aço (4,3mm).

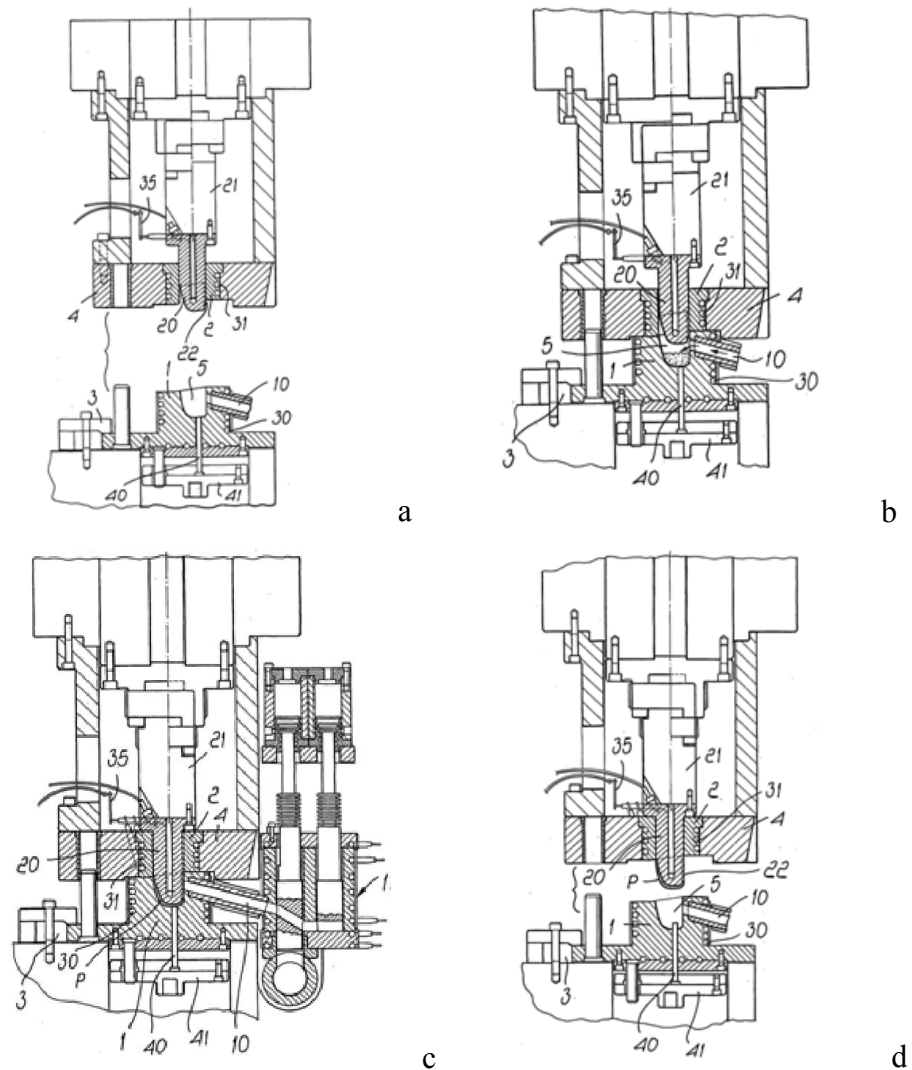
A biqueira de ligas de alumínio oferece mais conforto que uma biqueira de aço, pois é mais leve em 40% e não tem interações magnéticas [11].

Segundo Claudio Frulla [11], a produção de biqueiras de ligas de alumínio por fundição ou estampagem não foi capaz de produzir bons resultados, uma vez que não foi possível produzir biqueiras capazes de suportar o teste de impacto de 200J exigido pela norma.

Claudio Frulla apresentava como objetivo a produção de biqueiras feitas de ligas de alumínio e ligas leves em geral, capazes de suportar o ensaio de impacto da

norma para, desta forma, obter uma biqueira sensivelmente mais leve do que as de aço. Esta biqueira tem a particularidade de apresentar uma estrutura interna de moléculas intimamente dispostas, de modo a obter elevadas propriedades de resistência mecânica. O autor proporciona um aparelho que permite produzir peças que na prática são forjadas e proporcionar a obtenção de uma biqueira que para além de não ser magnética, de peso leve e baixo custo [11].

O aparelho é constituído por uma matriz inferior e um punção superior, ver figura 8. Caraterizado pelo facto de compreender pelo menos um punção que pode ser inserido na referida matriz, a fim de efetuar a configuração do componente a ser produzido e é adequado para atuar como um elemento de controlo de escoamento, para a conduta para a introdução do material líquido na referida impressão [11].



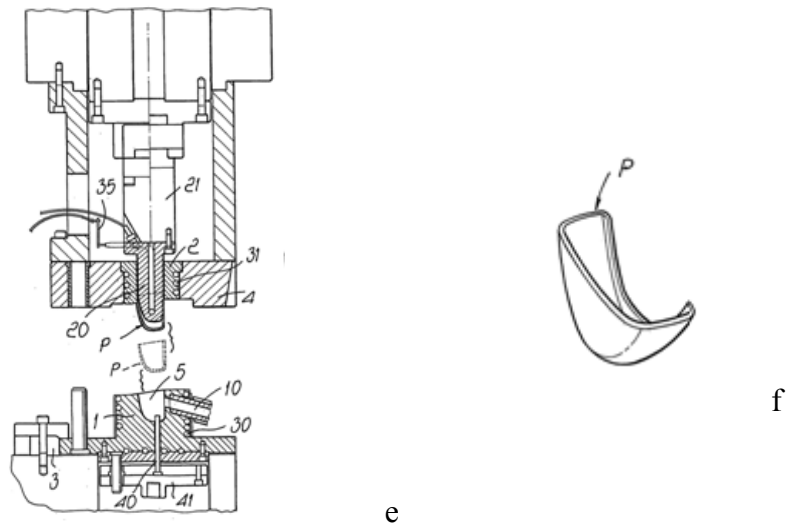


Figura 8 - Processo detalhado do equipamento proposto por Claudio Frulla [11]

Processo:

- a) vista esquemática do aparelho em posição aberta;
- b) vista do aparelho com os moldes fechados durante a introdução do metal líquido;
- c) vista do aparelho durante a formação da biqueira (descida do punção);
- d) vista do aparelho durante o passo de extração da matriz;
- e) vista do aparelho durante a separação da peça da fixa no punção;
- f) vista esquemática da peça resultante (biqueira).

2.1.1.1.3. Material compósito

As biqueiras de compósito são uma alternativa às biqueiras de alumínio. De forma a suportar as cargas previstas pela norma, estas têm de ser mais espessas de forma a suportar a energia de 200J do ensaio de impacto. São seis a sete vezes mais espessas em relação as biqueiras de aço. Devido à sua espessura, a biqueira de compósito torna o calçado mais volumoso e possivelmente menos elegante [11].

Ao contrário dos outros materiais, mais propriamente os metálicos, as biqueiras de material compósito são mais leves, isolantes térmicos e não têm interação magnéticas, mas cedem a partir de uma determinada carga.

Segundo Jason L. Williams as biqueiras de material compósito são produzidas a partir de vários materiais compósitos, tipicamente reforçado com fibras de compostos de moldagem por injeção termoplástica, no entanto existem muito poucos materiais compósitos que sejam suficientemente resistentes de forma a ultrapassar o conjunto de ensaios propostos pelas normas de forma a comercializar as biqueiras. De

forma a contornar a limitação do material, leva-se a aumentar a espessura da biqueira tornando-a capaz de suportar resistência à tração, à compressão e ao de impacto. Este aumento de espessura proporciona um aumento do peso e também no seu tamanho, tornando assim a biqueira mais volumosa, obtendo-se desta forma sapatos de segurança volumosos na zona onde a biqueira se encontra empregue [12].

Com o objetivo de proporcionar uma biqueira capaz de satisfazer os ensaios da norma e com uma espessura fina, a biqueira proposta pelo autor é um elemento de reforço que tem uma secção lateral transversal em forma de C, produzido por um material compósito estrutural termoendurecível. O autor pretende obter um tipo de material compósito de acordo com os seus interesses, de modo a obter uma biqueira de material compósito que satisfaça os ensaios da norma sem um aumento muito elevado da espessura da biqueira. Os dados que o material deve satisfazer encontram-se mencionados na tabela 3 e os dados do material que o autor sugere como preferencial estão expostos na tabela 4 [12].

Tabela 3 - Dados do Material Compósito [12]

Resistência a tração	206,8 MPa
Módulo de elasticidade	17237 MPa
Resistência a compressão	246,8 MPa
Gravidade específica	1,85
Dureza Barcol	65

Tabela 4 - Dados do Material Compósito preferencial [12]

Resistência a tração	344,7 MPa
Módulo de elasticidade	26200 MPa
Resistência a compressão	289,6 MPa
Gravidade específica	1,9
Dureza Barcol	70

Um dos materiais adequados proposto pelo autor para a produção de biqueiras é o composto de moldagem de folha de base de éster de vinilo termoendurecido reforçado com fibra de vidro e/ou fibra de carbono. O composto de moldagem de folha tem um teor de fibra de cerca 63% e um comprimento de fibra no intervalo de 12,7 e 50,8 mm. A espessura máxima da parede na porção superior da biqueira é na gama de entre 2,54 e 6,35 mm [12].

Com um ligeiro espessamento na parede adjacente do bordo interior, a biqueira proposta pelo autor é capaz de passar nos ensaios de impacto e de estar em conformidade com todos os padrões necessários, sem aumentar o peso ou o envelope necessário para abrigar a biqueira [12].

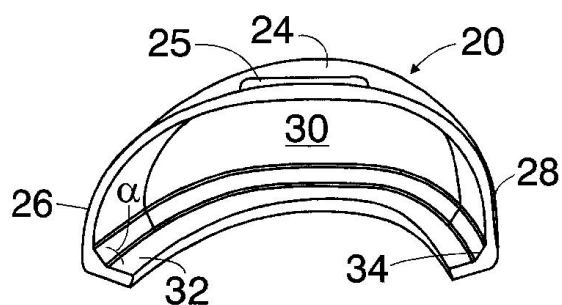


Figura 9 - Vista da biqueira proposta por Jason L. Williams [12]

2.2. Aço Dual-Phase

O aço dual-phase foi desenvolvido no final da década de 1970, o seu nome deve-se ao tipo de microestrutura que apresenta, sendo composta por 15 a 20% de martensite dispersa numa matriz ferrítica, como ilustra a figura 10. Na sua composição pode ainda conter pequenas percentagens de bainite, perlite e ou austenite [13;14].

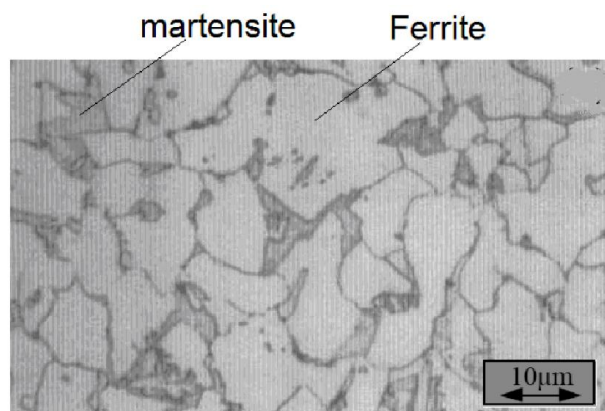


Figura 10 - Microestrutura do Dual-Phase [13]

Os aços dual-phase têm vindo a destacar-se devido à sua alta resistência mecânica, ductilidade e conformabilidade, estas características devem-se à sua microestrutura [15]. A boa ductilidade e conformabilidade estão ligadas à alta plasticidade da ferrite (constituente macio) e a resistência mecânica deve-se à presença

da martensite (constituente duro) [16;17]. Na tabela 5 está ilustrada a constituição microestrutural típica dos aços dual-phase [18].

Tabela 5 - Constituição da microestrutura (Volume %) [18]

Ferrite	Perlite	Bainite	Martensite
70 – 75	< 2	7 – 13	15 – 20

A maioria do comportamento mecânico nos aços dual-phase, é conduzido pela matriz de ferrite, uma vez que apresenta uma maior fração volumétrica em relação à martensite. As propriedades mecânicas também podem ser influenciadas devido à fração volumétrica de martensite e o tamanho do grão da ferrite.

Davies [19] verificou através de um estudo, que a resistência dos aços dual-phase (Fe-1,5Mn-C) aumenta linearmente com o aumento da fração volumétrica da martensite, independentemente da composição ou resistência da mesma, ver figura 11. Tal também foi mencionado por Ferreira e Vieira [20]. A fração em volume da martensite foi variada pela têmpera de uma série de aços de diferentes quantidades de carbono a uma temperatura constante. A composição da mesma foi variada através de alterações na temperatura de recozimento intercrítico.

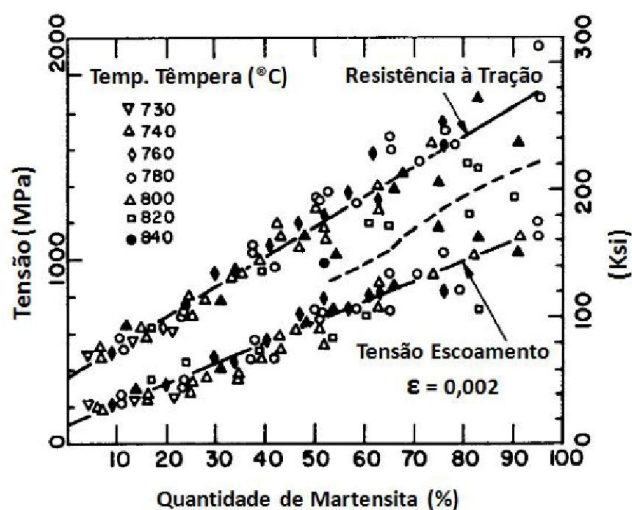


Figura 11 - Aumento linear da resistência dos aços dual-phase com o aumento da fração volumétrica de martensite [21]

As propriedades desenvolvidas pelos aços dual-phase, por exemplo alto limite de resistência à tração e elevada capacidade de alongamento, devem-se ao resultado

de uma complexa interação entre o escoamento e o encruamento dos componentes microestruturais deste material [21].

Em relação aos aços convencionais, os aços dual-phase possuem uma elevada resistência mecânica, isto acontece devido à fase martensítica estar sob a forma de ilhas dispersas, estas atuam como obstáculo no movimento das deslocações (defeitos lineares) [22].

Os aços dual-phase têm uma taxa de encruamento excepcional, uma vez que quando ocorre deformação, esta centraliza-se na fase ferrítica de menor resistência que envolve as ilhas dispersas de martensite dura. Como a matriz ferrítica é contínua, possibilita um comportamento contínuo no escoamento, eliminando os efeitos indesejáveis das bandas de Lüders o que permite uma boa conformação de peças. No entanto apresenta características superiores ao aço clássico com o mesmo teor em carbono, como ilustra a figura 12. Não exibe o patamar de Lüders, devido aos deslocamentos móveis na interface ferrite/martensite, uma vez que a expansão de volume e a deformação de corte acontecem durante a transformação da austenite em martensite, no arrefecimento deste [13]. Em termos macroscópicos estas revelam-se através de uma banda de material deformado plasticamente que se propaga por toda a largura do provete [23].

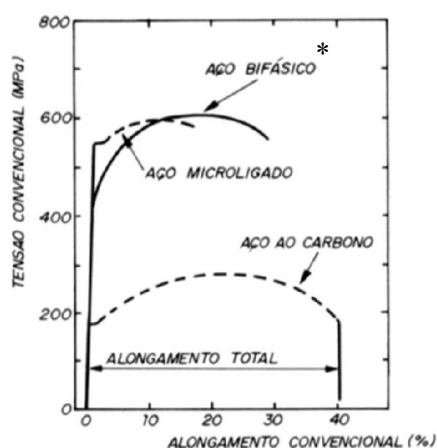


Figura 12 – Curvas tensão-deformação de vários aços (*Bifásico: Dual-Phase) [24].

Pode-se deduzir que a boa conformação dos aços dual-phase, traduz numa elevada ductilidade, resultado do escoamento contínuo da fase ferrítica. Os aços dual-phase apresentam uma elevada ductilidade para a sua classe de resistência, permitindo o seu uso em peças de geometria complexa, em que os aços convencionais não são conformáveis [13].

Em relação à absorção de energia, os aços dual-phase quando comparados com os aços convencionais, apresentam uma maior capacidade de absorção, ver figura 13, possuindo uma melhor resistência ao impacto, isto acontece porque apresentam uma maior tensão limite de cedência.

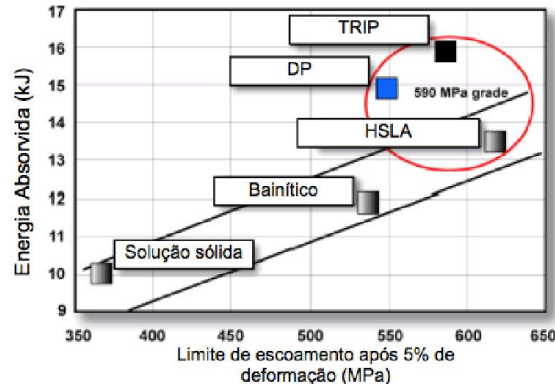


Figura 13 - Capacidade de absorção de energia do aço dual-phase (HSLA – High Strength Low Alloy , DP – Dual-Phase, TRIP – Transformation Induced Plasticity)[13]

Este tipo de aços tem uma maior área da curva tensão-deformação e possui uma elevada taxa de encruamento, resultando numa melhor distribuição das tensões durante a deformação, sendo possível reduzir a espessura de uma peça entre 10% a 20%, sem alterar o seu desempenho, em certos casos obtém-se um desempenho melhor em relação a outros aços, como é ilustrado na figura 14, os aços dual-phase apresentam um melhor desempenho do que o aço HSLA340/450, conforme o projeto ULSAB-AVC [25].

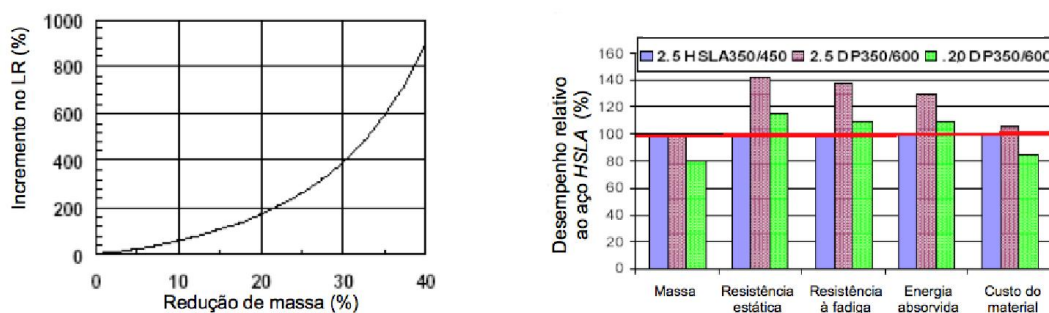


Figura 14 - Vantagens da utilização do aço dual-phase em relação a HSLA340/450 (HSLA – High Strength Low Alloy) [24]

A deformação plástica dos aços dual-phase, caracteriza-se por três estágios:

1. Entre 0,1 e 0,5% da deformação, onde ocorre um rápido endurecimento devido à eliminação das tensões residuais causadas pela incompatibilidade

plástica das duas fases, decorrentes da expansão volumétrica causada durante a transformação da austenite em martensite.

2. Entre 0,5 a 4% da deformação, onde a taxa de encruamento da ferrite é reduzida à medida que esta encontra grãos de martensite que praticamente não se deformam. Neste estágio (fase) pode ocorrer a transformação da austenite residual em martensite induzida por deformação.
3. A partir de 4% da deformação, há a formação de estruturas celulares de deslocação, e a deformação da ferrite é governada por fenômenos de recuperação dinâmica.

O comportamento contínuo no escoamento dos aços dual-phase é bastante interessante para a conformação de peças, uma vez que elimina os efeitos indesejáveis de bandas de Lüders [26].

2.3. Propriedades Dinâmicas dos Materiais

Lee e Symonds [27] desenvolveram os primeiros estudos modernos de estruturas sujeitas a cargas dinâmicas inelásticas e com os estudos desenvolvidos por Johnson e Mamalis [28] e Jones e Wierzbicki [29] foram introduzidas novas técnicas e melhorias no comportamento ao impacto estrutural.

Num carregamento estático, como no caso do ensaio de tração dentro da zona linear elástica de um provete, tem-se uma condição de equilíbrio estático em qualquer instante de tempo [30]. Para um processo de deformação quase-estático, mesmo sendo dependente do tempo, na realidade é uma sequência de estados do equilíbrio estático e um exemplo é o processo de fluência e relaxação de tensões de engenharia de materiais [30]. Um caso diferente destes é o caso dinâmico, no momento em que é aplicada uma carga dinâmica, um impulso elevado num curto intervalo de tempo, num material o ponto de impacto é solicitado instantaneamente, no entanto as outras zonas podem não ter sentido esse efeito no momento do impacto. Isto ocorre uma vez que o efeito dinâmico necessita de um determinado tempo para se propagar pelo componente. A velocidade de propagação do efeito dinâmico pode ser dependente das características do material, do instante de tempo considerado e das condições de fronteira. Segundo um estudo efetuado por N. Jones [31], este fenômeno é denominado por propagação de ondas de tensão. A inércia e a cinética do material

desempenham um papel fundamental, na deformação dinâmica com carregamentos dinâmicos envolve propagação de ondas de tensão

O efeito de inércia nos ensaios de tração dinâmicos não é negligenciável, uma vez que a sua manifestação num ensaio dinâmico tem vários efeitos, como, a inércia induz um componente radial da tensão que não pode ser negligenciável em algumas condições. Sendo a inércia responsável pela heterogeneidade da deformação presente na amostra, no início do teste e a inércia afeta a estabilidade de alongamento [32].

Um dos métodos experimentais utilizados para determinar as propriedades dinâmicas dos materiais é o Split Hopkinson Pressure Bar (SHPB) [33]. O método proposto por Kolsky é um dos métodos mais desenvolvidos para a obtenção das curvas de tensão dinâmica de materiais dentro do intervalo de taxa de deformação $\approx 10^3 \text{ s}^{-1}$ [33]. Através da figura 15a visualiza-se a comparação entre as curvas tensão-deformação estáticas e dinâmicas, neste caso para barras de alumínio. Verifica-se a existência de um efeito provocado pela taxa de deformação. Na figura 15b apresenta a correlação entre a velocidade de impacto e a magnitude da deformação.

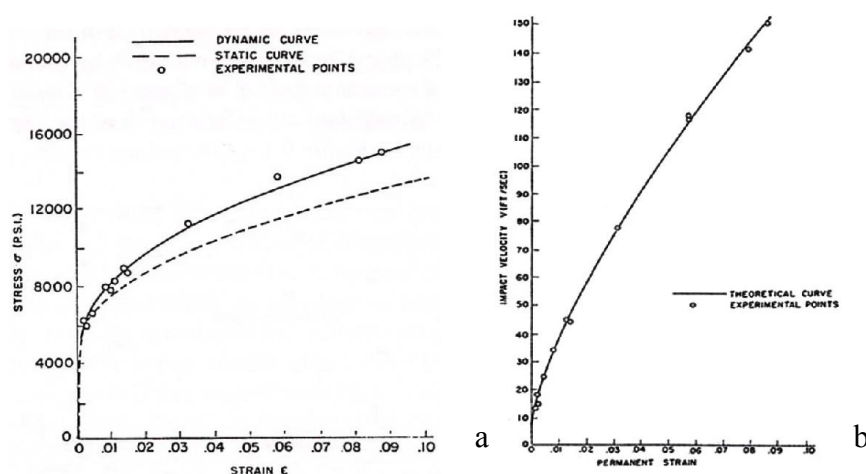


Figura 15 -(a) Curvas dinâmicas e estáticas de tensão-deformação para barras de alumínio, (b) Variação da deformação com a velocidade de impacto do alumínio [34]

2.3.1. Taxa de deformação

Existem materiais que são sensíveis à taxa de deformação no comportamento plástico, este tipo de materiais são denominados de materiais viscoelásticos [35], este tipo de comportamento está ilustrado na figura 16.

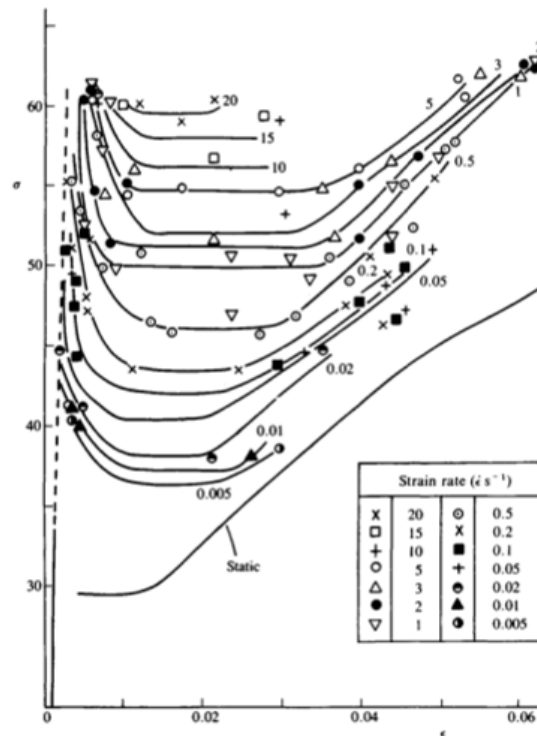


Figura 16 - Sensibilidade à taxa de deformação no comportamento plástico do aço carbono [36]

A taxa de deformação $\dot{\epsilon}$ (“strain rate”) define-se pela variação da deformação por unidade de tempo e é representada pela equação 1. O l representa o comprimento inicial e v a velocidade de deformação [37].

$$\dot{\epsilon} = \frac{1}{l} \frac{dl}{dt} = \frac{v}{l} \quad (1)$$

A deformação é expressa na maioria das vezes em percentagem ou em mm/mm, por ser um parâmetro adimensional. Desta forma a taxa de deformação é representada por s^{-1} [38].

A construção do diagrama apresentado na figura 16, foi obtido através de um estudo efetuado por Marsh e Campbell, onde variaram a taxa de deformação de compressão uniaxial em provetes de aço carbono [36]. Pode-se verificar que o aço carbono é muito sensível à taxa de deformação, sendo essas taxas realísticas e são encontradas em casos práticos de engenharia.

De uma situação estática para uma dinâmica, a taxa de deformação aumenta, alterando as condições de isotérmica para adiabática, resultando numa diminuição gradual da força com o aumento das taxas de deformação [32].

Perrone [39] observou, que os componentes de absorção de energia estrutural poderiam por exemplo transmitir no corpo humano forças inaceitáveis, com o aumento da resistência ao impacto nesses componentes. De outro modo poderiam ser aceitáveis num material idêntico, uma vez que a taxa de deformação é independente da propriedade do material.

O diagrama ilustrado na figura 17 foi obtido através dos resultados de compressão uniaxial de Marsh e Campbell [36] (figura 16), juntamente com valores de ensaios adicionais do aço carbono. Onde se verifica um aumento significativo da tensão de cedência superior com o aumento da taxa de deformação, já no caso da tensão de deformação 0,05, verifica-se que aumenta mas de uma forma menos acentuada. Por outro lado o encruamento diminui, neste tipo de aços.

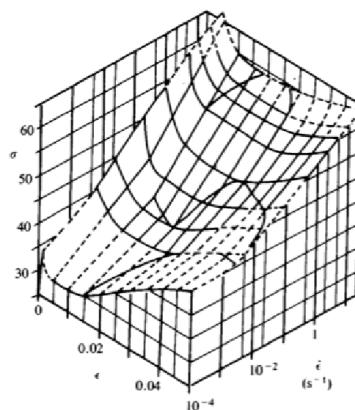


Figura 17 - Diagrama Marsh e Campbell juntamente com valores adicionais do aço carbono [36]

O estudo efetuado por Woei-Lee *et al.* [40] verificou que as ligas de alumínio são sensíveis à taxa de deformação num intervalo de taxas de deformação ($10^3 - 4 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$). A liga de alumínio selecionada pelo estudo foi a liga 6061-T6, esta apresenta altas propriedades dinâmicas. Verificou-se que a liga foi muito afetada pela taxa de deformação, obtendo variações na sensibilidade da tensão de cedência à taxa de deformação e variações da taxa de encruamento, como ilustra a figura 18.

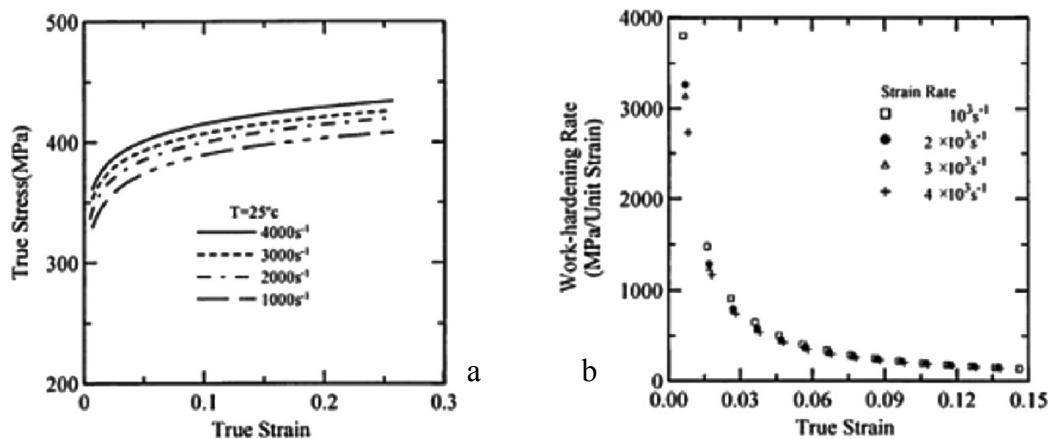


Figura 18 - Sensibilidade à taxa de deformação das ligas de alumínio [40]

A taxa de deformação modifica a taxa de encruamento, esta diminui rapidamente para pequenas deformações, mas no caso de grandes deformações a taxa de encruamento diminui muito lentamente. Numa deformação fixa a taxa de encruamento diminui ligeiramente com o aumento da taxa de deformação, uma vez que existe uma menor densidade das deslocações microestruturais [40].

Ao aplicar um aumento significativo da carga dinâmica numa estrutura, esta sofrerá uma deformação mais rápida originando altas taxas de deformação. A taxa de deformação influencia as propriedades mecânicas de muitos materiais de engenharia, como o caso do aço carbono. No caso do aço de baixo carbono, com a taxa de deformação de 10^3 s^{-1} , o limite de elasticidade dinâmico pode ser mais que o dobro do limite de elasticidade quase-estático, porem a sua ductilidade reduz bruscamente [32].

O esforço adicional necessário para gerar e acelerar os movimentos, que dá início a mudanças na taxa de deformação plástica, é consequência da dependência de alguns metais às taxas de deformação quando as temperaturas são consideravelmente abaixo do ponto de fusão [32].

Usualmente inicia-se uma análise quase-estática num estudo de uma estrutura ao impacto, onde são incluídos os efeitos geométricos no caso da existência de uma carga dinâmica. No caso de impactos considerados lentos (até 50 m/s), o efeito da taxa de deformação no aumento da tensão e da elasticidade podem ser analisados recorrendo a equação simples de Cowper-Symonds (equação 2) [41], baseada na taxa de deformação média [37].

$$\dot{\epsilon} = D \left(\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} - 1 \right)^p, \sigma_0' \geq \sigma_0 \quad (2)$$

$\dot{\epsilon}$ representa a taxa de deformação uniaxial e a tensão de cedência uniaxial dinâmica e estática são representadas por σ_0' e σ_0 . As constantes D e p estão ligadas ao tipo de material utilizado, estas são determinadas através da equação 3.

$$\ln \dot{\epsilon} = p \ln \left(\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} - 1 \right) + \ln D \quad (3)$$

A equação 3 representa a equação de uma reta, com $\ln \left(\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} - 1 \right)$ versus $\ln \dot{\epsilon}$. O declive da reta é o parâmetro p enquanto que a interceção na ordenada é $\ln D$. Muitas vezes a equação 2 é representada como

$$\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{d} \right)^{1/p} \quad (4)$$

No caso do aço carbono segundo Symonds [42], com os parâmetros $D=40s^{-1}$ e $q=5$ iremos ter uma boa concordância com os dados experimentais como ilustra a figura 19.

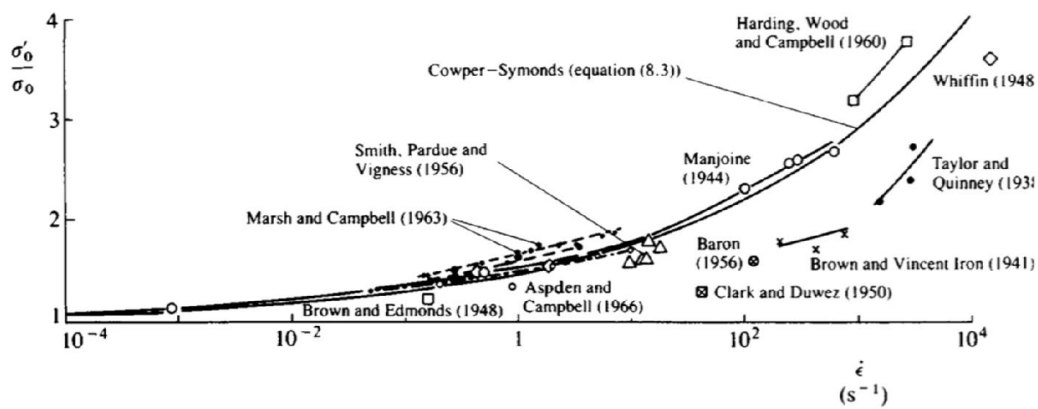


Figura 19 - Concordância dos parâmetros D e q segundo Symonds no aço carbono [42]

Do ponto de vista de engenharia, as equações 2 e 4 não apresentam uma estimativa razoável do comportamento sensível da taxa de deformação uniaxial do aço carbono. A tabela 6 indica os coeficientes “D” e “q” da equação *Cowper-Symonds* para diferentes materiais.

Tabela 6 - Coeficientes da equação Cowper-Symonds [37]

Material	D (s ⁻¹)	q	Referência
Aço Carbono	40,4	5	Cowper-Symonds [41]
Liga de Alumínio	6500	4	Bodner e Symonds [43]
α -Titânio (Ti 50 A)	120	9	Symonds e Chon [44]
Ligas de Aço 304	100	10	Forrestal e Sagartz [45]

Observou-se que na equação (4), com $D=1288000s^{-1}$ e $q=4$, passa pela média dos dados experimentais amplamente espalhados sobre o alumínio 6061-T6 [46]. A partir da figura 20, verifica-se a sensibilidade da taxa de deformação de varias ligas de alumínio e podemos concluir que é vital ter conhecimento da especificação do material [46].

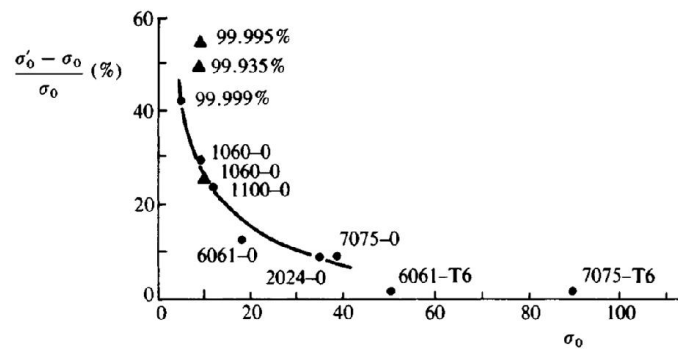


Figura 20 - Sensibilidade à taxa de deformação das ligas de alumínio [47;48]

3. Análise Elasto-plástico em Ansys

3.1. Equações Básicas (Linear)

O material numa análise linear estática tem um comportamento linear elástico e as condições de fronteira permanecem constantes no momento em que é aplicada a carga. A base teórica deste tipo de análises assume que os deslocamentos induzem deformações infinitesimais [49]. Devido à relação linear entre a carga e o deslocamento obtém-se a seguinte equação:

$$F = Ku \quad (5)$$

O “F” representa o vetor das forças externas, “K” a matriz de rigidez do sistema e “u” o vetor de deslocamentos nodais. Esta equação permite calcular os tensores das deformações e das tensões [49].

O trabalho realizado no âmbito desta dissertação, não é do âmbito de uma análise linear, mas sim de uma análise não linear dinâmica. Os problemas que envolvem deformações plásticas apresentam características não lineares, logo $F \neq Ku$. A maioria das estruturas reais apresenta comportamentos não lineares [49;50].

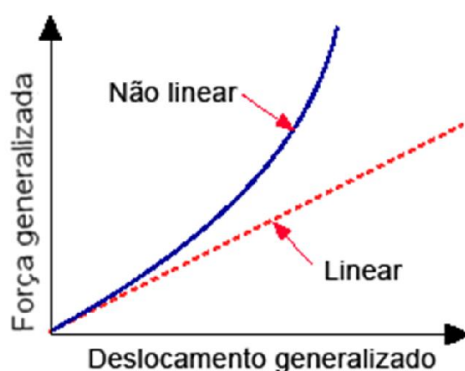


Figura 21 – Curva linear vs não linear

3.2. Não Linearidade

A não linearidade é influenciada por vários fatores, como a plasticidade, grandes deslocamentos, deformações não infinitesimais e os efeitos de contacto e de

atrito. Segundo Cook, existem três tipos de não linearidade: não linearidade geométrica, não linearidade do material e não linearidade devido ao contacto [49; 51].

3.2.1. Não Linearidade geométrica

A não linearidade geométrica pode ser dividida em diferentes tipos de análise, análises considerando grandes deformações, grandes rotações e pequenas. A análise mais usual é do tipo grandes deformações, presente no processo de conformação plástica.

No instante em que a relação deformação-deslocamento deixa de ser linear, ocorre uma não linearidade geométrica que corresponde a grandes deformações ou para pequenas deformações no caso de existir grandes rotações. Os valores nominais de deformação e de tensão deixam de ser apropriados devido às alterações geométricas, os valores mais ajustados serão a deformação logarítmica e a tensão de Cauchy [49].

Na ocorrência de grandes deformações, acontece um facto característico, os valores numéricos das deformações deixam de ser insignificantes, tornando-se superiores à unidade.

Se a equação de equilíbrio efetuar alguma atualização no decorrer da análise, pode ocorrer uma não linearidade geométrica devido a grandes deslocamentos, uma vez que a equação de equilíbrio definida no início da análise foi definida com base na geometria original da estrutura, podendo sofrer alterações significativas durante o período de análise [49].

3.2.1.1. Não Linearidade Geométrica em Ansys

Para geometrias não lineares as opções de cálculo disponíveis no Ansys são, “Large Strain”, “Large Rotation”, “Stress Stiffening” e “Spin Softening”.

- “Large Strain” - nesta opção é assumido que as deformações não são infinitesimais, assume-se que existe uma mudança de geometria, quer a nível de área, espessura, entre outras. As deformações e as rotações podem ser arbitrariamente elevadas;

- “Large Rotation” - é assumido que as rotações são largas, e as deformações mecânicas evoluem através do uso de expressões lineares. Assume

também que a estrutura não muda de configuração, com a exceção de se tratar de um corpo rígido em movimento;

- “Stress Stiffening” - nesta opção é assumido que quer as deformações quer as rotações são pequenas. Numa primeira ordem de aproximação, assume que são usadas as rotações para captar alguns efeitos de rotações não lineares;

- “Spin Softening” - é assumido, tal como no caso de “Stress Stiffening”, que quer as deformações quer as rotações são pequenas. Porém, esta opção conta com a ligação entre o momento vibracional transversal e a força centrífuga existente numa velocidade angular.

A teoria “Large Strain” é explicada por entidades físicas (deslocamento e deformações) e a correspondente relação matemática [52].

A aplicação de uma carga no corpo faz com que este se desloque de uma posição para outra, o deslocamento sofrido pode ser definido através do estudo do vetor posição na configuração “deformada” ($\{x\}$) e “indeformada” ($\{X\}$). O vetor deslocamento $\{u\}$ calcula-se tal como ilustra a figura 22, através da equação (6). O gradiente da deformação é definido pela equação (7) [52].

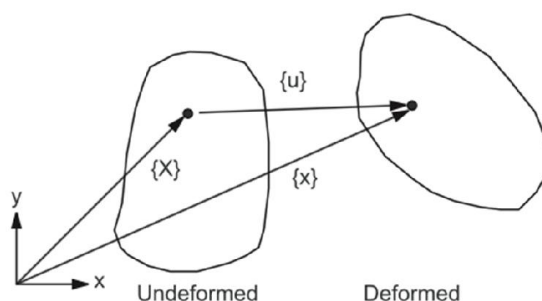


Figura 22 – Vetores de posicionamento e de movimento de um corpo deformado [52]

$$\{u\} = \{x\} - \{X\} \quad (6)$$

$$[F] = \frac{\partial \{x\}}{\partial \{X\}} \quad (7)$$

Podendo ser expressa em termos do deslocamento do ponto, recorrendo à equação (8). A matriz identidade é representada na equação por $[I]$. O teorema da decomposição em coordenadas polares é utilizado para calcular a alteração do corpo, uma vez que o gradiente da deformação pode ser separado numa rotação. Na equação (9), $[R]$ representa a matriz de rotação e $[U]$ a matriz de deformação [52].

$$[F] = [I] + \frac{\partial\{x\}}{\partial\{X\}} \quad (8)$$

$$[F] = [R] \cdot [U] \quad (9)$$

No momento em que se conhece a matriz de deformação $[U]$, um logaritmo ou a medida de deformação de Hencky (figura 23) é definido pela equação 10.

$$[\varepsilon] = \ln[U] \quad (10)$$

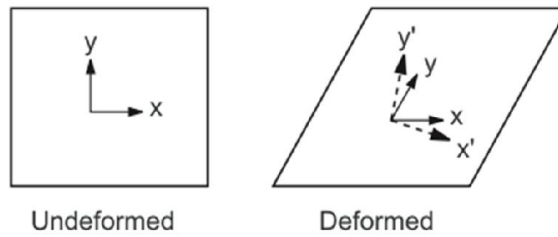


Figura 23 – Decomposição polar da deformação de corte [52]

A evolução da equação anterior pode ser realizada computacionalmente por um de dois métodos de aproximação incremental (equação 11 - 12)

$$[\varepsilon] = \int d[e] \approx \sum [D_{\varepsilon n}] \quad (11)$$

com

$$[\Delta\varepsilon_n] = \ln[\Delta U_n] \quad (12)$$

O incremento da matriz extensão computadorizada $[\Delta U_n]$ pelo gradiente de deformação é conhecida por.

$$[\Delta F_n] = [\Delta R_n][\Delta U_n] \quad (13)$$

onde $[\Delta F_n]$ é

$$[\Delta F_n] = [F_n] \cdot [F_{n-1}]^{-1} \quad (14)$$

Sendo $[F_n]$ da equação 14, o gradiente da deformação no incremento de tempo “time step” corrente.

$$[\Delta \varepsilon_n] = [R_{1/2}]^T \cdot [\Delta \varepsilon_n] \cdot [R_{1/2}] \quad (15)$$

A matriz rotação resultante da decomposição polar da evolução do gradiente de deformação na configuração do ponto médio é representada por $[R_{1/2}]$ (equação 16).

$$[F_{1/2}] = [R_{1/2}] \cdot [U_{1/2}] \quad (16)$$

em que

$$[F_{1/2}] = [I] + \frac{\partial \{u_{1/2}\}}{\partial \{X\}} \quad (17)$$

O cálculo do deslocamento é efetuado através da equação 18.

$$\{u_{1/2}\} = \frac{1}{2} (\{u_n\} + \{u_{n-1}\}) \quad (18)$$

Onde o deslocamento corrente é representado por $\{u_n\}$ e o deslocamento no incremento de tempo no instante anterior por $\{u_{n-1}\}$.

A “rotação-neutralizada” do incremento da deformação no fim do passo de tempo é representada por $[\Delta \varepsilon_n]$. Através da equação 19 é possível calcular o incremento da deformação $[\Delta \tilde{\varepsilon}_n]$ pela configuração do ponto médio.

O incremento do deslocamento no fim do incremento de tempo é dado por $\{\Delta u_n\}$ e a evolução da relação carga-deslocamento da geometria do ponto médio é representada por $[B_{1/2}]$, na equação 20.

$$\{\Delta \tilde{\varepsilon}_n\} = [B_{1/2}] \cdot \{\Delta u_n\} \quad (19)$$

$$\{X_{1/2}\} = \frac{1}{2} (\{X_n\} + \{X_{n-1}\}) \quad (20)$$

Através deste método obtém-se uma excelente aproximação do logaritmo da deformação, caso as deformações sejam inferiores a valores aproximadamente de 10%. Pode-se calcular o incremento da deformação $[\Delta \varepsilon_n]$ (equivalente a $\{\Delta \varepsilon_n\}$) através da deformação anterior, desta forma obtém-se a corrente deformação total de Hencky (equação 21) [52].

$$\{\varepsilon_n\} = \{\Delta\varepsilon_{n-1}\} + \{\Delta\varepsilon_n\} \quad (21)$$

Utiliza-se uma formulação de Langrage para derivar a matriz de elementos e o vetor de cargas. (equação 22). A matriz tangente $[\bar{K}_i]$, pode ser calculada através da equação 23 [52].

$$[\bar{K}_i]\Delta u_i = \{F^{app}\} - \{F_i^{nr}\} \quad (22)$$

$$[\bar{K}_i] = [K_i] + [S_i] \quad (23)$$

Onde $[K_i]$ é a matriz de rigidez obtida a partir da equação 24. Sendo $[B_i]$ a matriz carga-deslocamento em termos da geometria corrente $\{X_n\}$ e a matriz tensão-deformação corrente é representada por $[D_i]$.

$$[K_i] = \int [B_i]^T \cdot [D_i] \cdot [B_i] \cdot d(vol) \quad (24)$$

A contribuição da tensão de rigidez (ou rigidez de geometria) $[S_i]$ é obtida pela equação 25.

$$[S_i] = \int [G_i]^T \cdot [\tau_i] \cdot [G_i] \cdot d(vol) \quad (25)$$

Em que a matriz da função derivada de forma $[G_i]$ e $[\tau_i]$ é a matriz corrente do tensor de Cauchy $\{\sigma_i\}$ no sistema cartesiano global.

Através da equação 26, calcula-se a restauração da força de Newton-Raphson

$$[F_i^{nr}] = \int [B_i]^T \cdot \{\sigma_i\} \cdot d(vol) \quad (26)$$

3.2.2. Não Linearidade do material

Um aspeto característico dos materiais elasto-plásticos, é que a partir de uma determinada tensão aplicada, o material irá desenvolver deformações de natureza irreversível, plasticidade [49].

Um material tem dois tipos de comportamentos, consoante a tensão exercida nele, um comportamento elástico e um comportamento plástico.

O material comporta-se elasticamente até ao seu limite elástico, tensão de cedência. A teoria da elasticidade linear descreve geralmente o comportamento elástico dos materiais, obtendo-se a seguinte relação constitutiva, onde σ é o tensor das tensões de Cauchy e D é o tensor constitutivo de elasticidade.

$$\sigma = D: \varepsilon^{el} \quad (27)$$

A definição da deformação elástica, no caso de deformações não lineares é expresso na equação 28 O vetor $\{\varepsilon\}$ é a deformação medida por uma deformação estandardizada. A equação 28 é unicamente compreendida para evidenciar a relação entre os termos. De uma forma geral, a componente da deformação total, $\{\varepsilon^{tot}\}$, pode ser expressa pela equação 29 [52].

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\} - \{\varepsilon^{pl}\} - \{\varepsilon^{cr}\} - \{\varepsilon^{sw}\} \quad (28)$$

$$\{\varepsilon^{tot}\} = \{\varepsilon^{el}\} + \{\varepsilon^{pl}\} + \{\varepsilon^{cr}\} \quad (29)$$

Tabela 7 – Constantes da deformação não linear

$\{\varepsilon^{el}\}$	Vetor das deformações elásticas	$\{\varepsilon^{pl}\}$	Vetor das deformações plásticas
$\{\varepsilon\}$	Vetor das deformações totais	$\{\varepsilon^{cr}\}$	Fluência (“creep”)
$\{\varepsilon^{th}\}$	Vetor das deformações térmicas	$\{\varepsilon^{sw}\}$	Vetor da dilatação

As duas “deformações totais” suscitadas anteriormente são diferenciadas devido à sua utilização. $\{\varepsilon\}$ é usada para comparar resultados de deformações padronizadas e $\{\varepsilon^{tot}\}$ pode ser usada em forma de gráfico de uma curva não linear tensão-deformação.

Uma das definições mais importantes da não linearidade do material é a plasticidade. O comportamento plástico de um material é iniciado no instante em que se ultrapassa a sua tensão de cedência, onde o material irá apresentar deformações de natureza irreversível.

O software Ansys disponibiliza várias opções para caracterizar diferentes tipos de comportamento plástico dos materiais como ilustra a figura 24 [52].

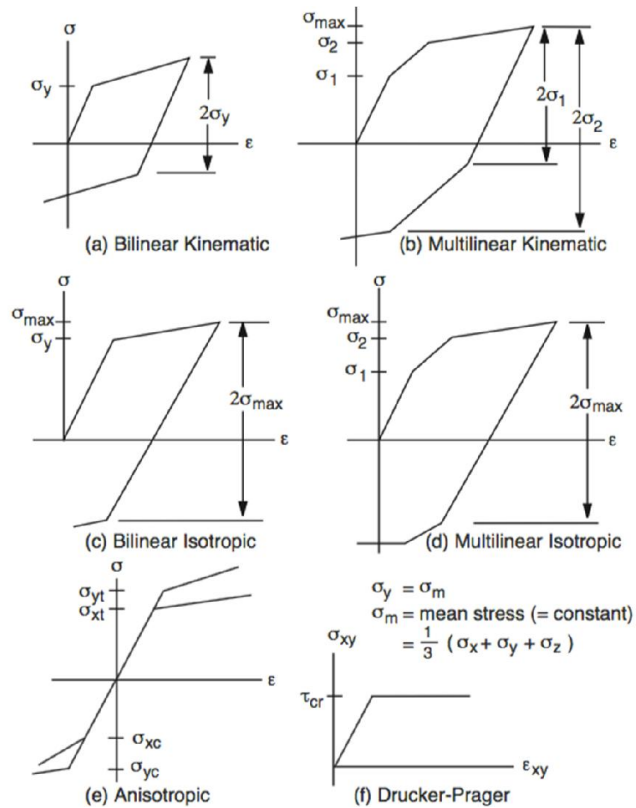


Figura 24 – Comportamento da tensão-deformação de cada uma das opções de plasticidade no software Ansys [52]

O comportamento plástico do material é caracterizado pelo critério de plasticidade, a lei do escoamento e lei do encruamento [52].

3.2.2.1. Critério de plasticidade

O critério de plasticidade determina o nível de tensão necessário para iniciar a cedência do material. No caso de componentes de tensão múltiplos, a tensão é expressa por uma função de componentes individuais, $f(\{\sigma\})$, que pode ser interpretada através da equação 30 como tensão equivalente. No momento em que a tensão equivalente supera a tensão de cedência do material (equação 31), o material irá sofrer deformações plásticas [52].

$$\sigma_e = f(\{\sigma\}) \quad (30)$$

$$f(\{\sigma\}) = \sigma_y \quad (31)$$

Podemos interpretar a equação anterior num espaço de tensões, como ilustra a figura 25. As superfícies de cedência ilustrada na figura 25, informam que qualquer estado de tensão no interior da superfície elástica não causará deformações plásticas [52].

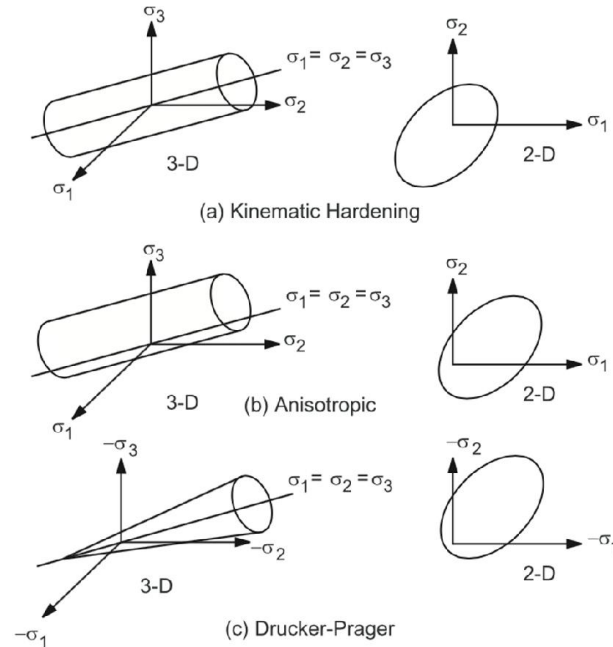


Figura 25 - Superfícies de cedência [52]

3.2.2.2. Lei do escoamento

Através da lei do escoamento é possível determinar a direção da deformação plástica, pela equação 32. A lei do escoamento considera-se válida na teoria da deformação plástica para a maioria dos materiais metálicos [53].

Considera-se um critério de plasticidade associada quando se utiliza o mesmo potencial plástico para descrever o comportamento da cedência plástica (a superfície de cedência) e da deformação plástica (o potencial plástico) [54].

$$\{d\varepsilon^{pl}\} = \lambda \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} \quad (32)$$

O multiplicador plástico é representado por λ e Q é uma função de tensão denominada por potencial plástico. O potencial plástico é a função usada na determinação da velocidade de deformação plástica [53]. Caso o multiplicador plástico seja positivo, estamos na ocorrência de deformação plástica. O software

Ansys assume que a deformação plástica ocorre numa direção normal à superfície de cedência.

3.2.2.3. Lei de encruamento

A mudança da superfície de cedência através da cedência progressiva é descrita pela lei de encruamento. O software Ansys disponibiliza duas leis para descrever o encruamento, o encruamento isotrópico (“Isotropic Hardening”) e o cinemático (“Kinematic Hardening”), ver figura 26 [52].

No encruamento isotrópico a superfície de cedência permanece centrada sobre a linha de centro inicial e à medida que as deformações plásticas são desenvolvidas esta expande-se. No encruamento cinemático, com o progresso de cedência a superfície sofre uma translação no espaço de tensões principais [52].

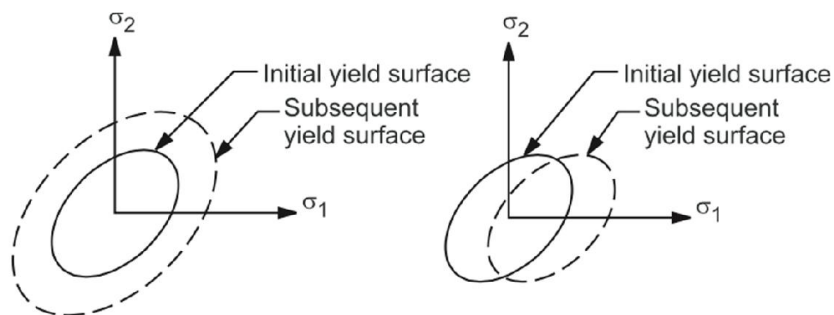


Figura 26 - Tipos de leis de encruamento [52]

Tabela 8 - Sumário de opções de Plasticidade do software Ansys [52]

Nome	Critério de Cedência	Regra de Escoamento	Regra de Encruamento	Resposta do Material
Bilinear Isotropic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Isotrópico	Bilinear
Multilinear Isotropic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Isotrópico	Multilinear
Nonlinear Isotropic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Isotrópico	Não linear
Classical Bilinear Kinematic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Cinemático	Bilinear
Multilinear Kinematic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Cinemático	Multilinear
Nonlinear Kinematic Hardening	Von Mises/Hill	Associativa	Cinemático	Não linear
Anisotropic	Von Mises modificado	Associativa ou não-associativa	Isotrópico	Bilinear, mas direção, tensão e compressão diferentes
Drucker-Prager	Von Mises com dependência da tensão hidrostática	Associativa ou não-associativa	Não	Elástico-perfeitamente plástico
Extended Drucker-Prager	Von Mises com dependência da tensão hidrostática	Associativa	Isotrópico	Multilinear
Cast Iron	Von Mises com dependência da tensão hidrostática		Isotrópico	Multilinear
Gurson	Von Mises com dependência da pressão e porosidade	Associativa	Isotrópico	Multilinear

3.2.3. Não Linearidade de Contacto

Este tipo de não linearidade está associada a dois tipos de fenómenos, o contacto e o atrito [49].

O atrito é regulado segundo a Lei clássica de atrito denominada Lei de Coulomb. O atrito existente entre duas superfícies irá originar fenómenos de dissipação de energia sob forma de calor, devido a isto pode se envolver fenómenos termomecânicos associados à interação entre as superfícies numa análise deste tipo.

O contacto entre duas superfícies envolve a definição de condições de impenetrabilidade entre entidades geométricas. O contacto quando utilizado numa análise, geralmente é simulado entre superfícies rígidas e deformáveis, ou apenas superfícies deformáveis.

As simulações de processos tecnológicos envolvem nas suas análises numéricas fenómenos de contacto e atrito.

Durante um processo de deformação, as condições de fronteira vão-se alterando de formas diferentes. De uma forma quase-estática, como por exemplo nos processos tecnológicos de conformação plástica, ou de uma forma dinâmica, no caso de impacto estrutural ou balístico [49].

3.3. Critérios de convergência

Sempre que não exista uma relação linear entre forças e deslocamentos, estamos perante uma situação não linear, $F \neq Ku$. Numa análise estrutural estática ou quase-estática, a não linearidade é caracterizada pelo facto da matriz rigidez depender dos deslocamentos, desta forma $K=K(u)$. No caso linear, a matriz rigidez K é constante. A equação 33 está associada à análise não linear [49].

$$F=K(u)u \quad (33)$$

Devido à resolução complicada deste tipo de equações, recorre-se a procedimentos incrementais-iterativos para se obter uma solução de um problema não linear. O procedimento procura a solução a cada incremento de carga recorrendo a um processo iterativo. Existem vários métodos para a resolução incremental-iterativa, o

mais usual é o método Newton-Raphson ou uma variante, o método Newton-Raphson Modificado [49].

No método Newton-Raphson a matriz de rigidez $K(u)u$ é atualizada em cada uma das iterações de um dado incremento. Através deste método pode-se obter uma convergência quadrática da solução, representando um decréscimo quadrático do erro ao longo do processo iterativo.

No caso do método Newton-Raphson Modificado, a atualização da matriz de rigidez é efetuada ocasionalmente, sendo na maior parte das vezes realizada na primeira iteração de cada incremento. O método Newton-Raphson Modificado quando comparado com o método normal revela-se menos dispendioso computacionalmente, mas conduz a uma taxa de convergência menor.

A discretização em elementos finitos do processo de cedência é adquirida recorrendo a equação 34.

$$[K]\{u\} = \{F^a\} \quad (34)$$

A matriz rigidez é representada por $[K]$, a matriz dos graus de liberdade desconhecidos é expressa por $\{u\}$ e $\{F^a\}$ é o vetor das cargas aplicadas. A função não linear dos graus de liberdade desconhecidos é representada pela matriz de coeficientes. De forma a resolver as equações não lineares utiliza-se método de Newton-Raphson, que é um processo iterativo, sendo expresso pelas equações 35 e 36. $[K_i^T]$ representa a matriz tangente ou Jacobiana, o i exibe a iteração de equilíbrio corrente e $\{F_i^{nr}\}$ o vetor das cargas de restauração que correspondem ao elemento interno das forças.

$$[K_i^T]\{\Delta u_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\} \quad (35)$$

$$\{u_{i+1}\} = \{u_i\} + \{\Delta u_i\} \quad (36)$$

O algoritmo de procedimento é:

1. Inicia usualmente assumindo que $\{u_0\} \cdot \{u_0\}$ é a solução de convergência do incremento de tempo anterior. No incremento inicial, $\{u_0\} = \{0\}$
2. Proceda-se ao cálculo para atualizar a matriz tangente $[K_i^T]$ e restauro das forças $\{F_i^{nr}\}$ através da configuração $\{u_i\}$;
3. Proceda-se ao cálculo de $\{\Delta u_i\}$ através da equação 35

4. Executa-se a soma de $\{\Delta u_i\}$ com $\{u_i\}$ para obter a iteração seguinte $\{u_{i+1}\}$
5. Repetir os passos de 2 a 4 até convergir.

O critério pode ser visualizado graficamente através da figura 27.

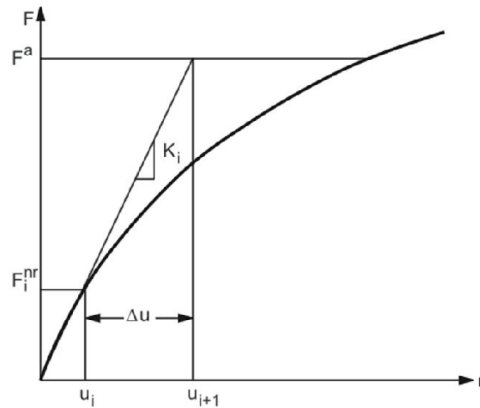


Figura 27 - Solução Newton-Raphson - Uma iteração [52]

No momento em que $\{F_i^{nr}\}$ iguala o nível de força $\{F_i^a\}$, a solução é obtida como figura 27. Se incluirmos na análise a história da carga (plasticidade), a solução requer que alguns passos intermédios se encontrem em equilíbrio, para que desta forma o caminho da carga seja conduzido corretamente. De forma a tornar isto possível, é necessário especificar uma análise incremental passo a passo, para alcançar o vetor de cargas final pela implementação de incrementos de força e através da realização de iterações Newton-Raphson em cada passo. Deste modo, o método é modificado e o processo iterativo é conduzido pela a equação 37.

$$[K_{n,i}^T]\{\Delta u_i\} = \{F_n^a\} - \{F_{n,i}^{nr}\} \quad (37)$$

Este processo é nomeado por Método Incremental Newton-Raphson (figura 28). Onde $[K_{n,i}^T]$ é matriz tangente para o passo de tempo n na iteração i, $\{F_n^a\}$ é o vetor das forças totais aplicadas no passo de tempo n e $\{F_{n,i}^{nr}\}$ é o vetor das cargas de restauração para o incremento de tempo n na iteração i.

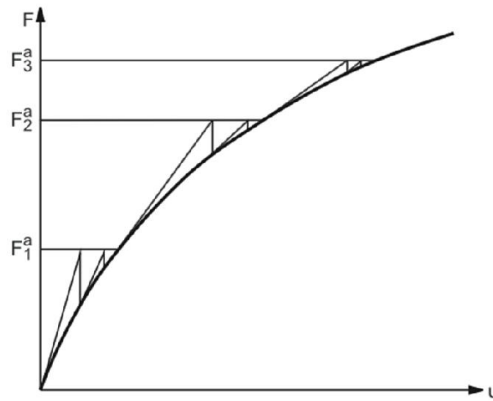


Figura 28 - Processo incremental Newton-Raphson [52]

No instante que se verifica a equação 38 e/ou a equação 39, a convergência é alcançada.

$$\|\{R\}\| < \varepsilon_R \cdot R_{ref} \quad (38)$$

$$\|\{\Delta u_i\}\| < \varepsilon_u \cdot u_{ref} \quad (39)$$

O vetor residual $\{R\}$ é obtido através da equação 40.

$$\{R\} = \{F^a\} - \{F^{nr}\} \quad (40)$$

3.4. Rede de Elementos Finitos

No Ansys Workbench a criação de uma rede de elementos num componente ou num conjunto de componentes é realizada de uma forma automática. A seleção dos tipos de elementos é efetuada automaticamente conforme a geometria dos componentes em análise. É possível efetuar alterações nas definições da rede de elementos, no Ansys Workbench mas existem limitações das definições.

No Ansys Workbench, os tipos de elementos mais comuns são o SOLID186, SOLID187 e SHELL163.

3.4.1. SOLID186

O elemento solid186 é em forma de prisma com três graus de liberdade por nó (translação em x, y e z). O elemento é composto por vinte nós distribuídos conforme

ilustra o esquema da figura 29. O elemento permite plasticidade, hiperelasticidade, encruamento, fluência e capacidade de grandes deformações e tensões. Devido a isto este elemento é indicado para análises de plasticidade e hiperelasticidade. Sendo a sua configuração base hexaédrica, este tipo de elemento pode ter ainda uma configuração piramidal, prismática ou tetraédrica, permitindo assim adaptar-se à geometria do modelo. O elemento tem a capacidade de formulação mista, para a análise de deformação em materiais elastoplásticos quase incompressíveis e em materiais hiperelásticos totalmente incompressíveis [55].

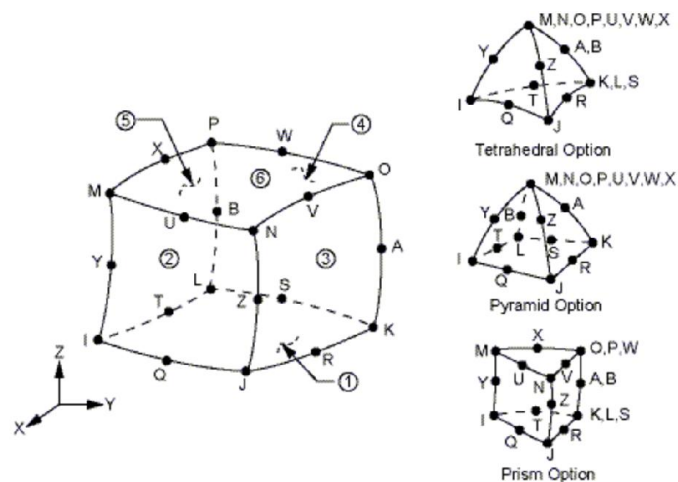


Figura 29 - Esquema do elemento SOLID186 [55]

3.4.2. SOLID187

O solid187 é um elemento tridimensional com dez nós como se visualiza na figura 30 e três graus de liberdade em cada nó (translação em x, y e z). É bastante utilizada em situações onde a malha é irregular devido a geometria dos componentes. O elemento possibilita a plasticidade, a hiperelasticidade, o encruamento, a fluência e a capacidade de grandes deformações e tensões. O elemento tem a capacidade de formulação mista, para a análise de deformação em materiais elastoplásticos quase incompressíveis e em materiais hiperelásticos totalmente incompressíveis [55].

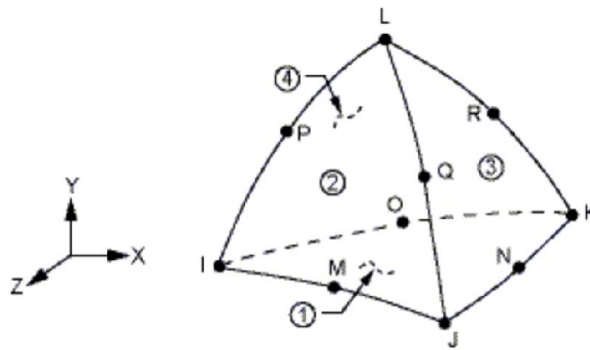


Figura 30 - Esquema do elemento SOLID187 [55]

3.4.3. SHELL163

O Shell163 é um elemento casca que possui 4 nós, como se visualiza na figura 31, é um elemento possui 12 graus de liberdade em cada nó (translação, rotação, aceleração e velocidades nodais em x, y e z). Este elemento tem características de membrana, e inclui a consideração da flexão [55].

Carregamentos nas direções do plano e normal a ele são permitidos [55].

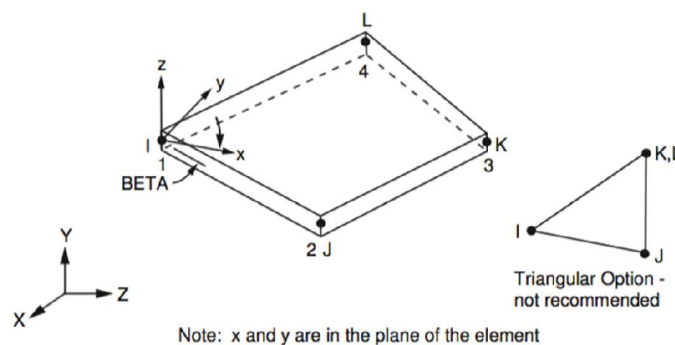


Figura 31 - Esquema do elemento SHELL163 [55]

No elemento SHELL163 são empregadas 11 formulações diferentes. Assim como em elementos sólidos, o tempo de processamento é afetado diretamente pelo número de pontos de integração por elemento, numa análise geral, as formulações com números reduzidos de pontos de integração são recomendadas.

As formulações existentes no elemento SHELL163 podem ser subdivididas em 3 grupos distintos, formulação de casca, formulação membrana e formulação triangular).

A formulação mais rápida dos elementos de casca é a Belytschko-Tsay, esta é utilizada em análises explícitas e na maioria das vezes em análises numéricas de estampagem e de impacto [56].

3.5.Método Implícito e Explícito

Numa análise numérica de uma simulação computacional existem dois métodos de abordagem, o método implícito e o método explícito. Estes métodos são utilizados na sequência da necessidade de resolução de equações diferenciais ordinárias e parciais dependentes do tempo, que caracterizam os problemas a resolver.

No caso de problemas do tipo dinâmico, utiliza-se a equação do movimento para se obter soluções [57].

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (41a)$$

No caso de problemas do tipo estático, as componentes de aceleração (\ddot{u}) e velocidade (\dot{u}) são nulas.

$$\{\ddot{u}\} = \{\dot{u}\} = 0$$

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (41b)$$

Para Bathe [57], a equação 41a representa matematicamente um sistema de equações lineares de segunda ordem e a sua solução pode ser obtida através de procedimentos padrões de solução de equações diferenciais. Caso a ordem das matrizes seja muito grande, a solução do sistema pode complicar-se, desta forma utiliza-se os procedimentos alternativos para a solução de equações. Estes podem ser divididos em dois grupos [57]:

- Métodos de integração direta no tempo
 - Método de Newmark
 - Método de diferenças centrais
 - Método de Houbolt
 - Método θ de Wilson
- Métodos de superposição de modos.
 - Mudança de bases para deslocamento modal generalizado

- Análise desconsiderando amortecimento
- Análise considerando amortecimento

Nas análises de vibrações, utilizam-se os métodos de superposição de modos, quando a geometria não se altera. Os modos de vibração, nos casos que envolvam plasticidade e contacto, alteram durante o processo inviabilizando a utilização destes métodos [57].

As equações tornam-se não lineares, no instante que a matriz rigidez $[K]$ é dependente do deslocamento $\{u\}$ ou das suas derivadas ($\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$).

$$[M]\{\{\ddot{u}(t)\}\} + [C]\{\{\dot{u}(t)\}\} + [K]\{\{u(t)\}\} = \{F(t)\} \quad (42a)$$

$$[K(u(t))]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (42b)$$

3.5.1. Esquema geral

Os incrementos de deslocamento resolvem os problemas que englobam as características da plasticidade e do contacto. Para calcular o contacto, utiliza-se o incremento de deslocamento que é encontrado em cada passo de integração no tempo, sendo possível encontrar desta forma as deformações e as tensões.

Através da integração no tempo obtém-se:

$$\Delta t, \quad u(t), \quad \dot{u}(t) = \frac{\Delta u(t)}{\Delta t}, \quad \ddot{u}(t) = \frac{\Delta \dot{u}(t)}{\Delta t}$$

Os problemas que envolvam contacto, a nova situação de contacto e a nova matriz de rigidez $[K(u(t))]$ são calculadas através do valor de $\Delta u(t)$.

Nos problemas que envolvam plasticidade, o valor de $\Delta u(t)$, irá permitir calcular $\Delta \varepsilon^{elas}$, $\Delta \varepsilon^{plas}$ e novamente $[K(u(t))]$, $\Delta \varepsilon^{elas}$, $\Delta \varepsilon^{plas}$.

3.5.2. Integração do tempo

A partir dos passos de tempo efectua-se a integração no tempo e através da velocidade transformam-se em incrementos de deslocamentos:

$$\dot{u}(t) = \frac{\Delta u(t)}{\Delta t} \quad (43)$$

3.5.3. Integração do tempo pelo método das diferenças centrais

Da equação 42a no instante t_n , a aceleração e a velocidade podem ser escritas como [58]:

$$\{\ddot{u}\} = \frac{1}{(\Delta t)^2} \{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}\} \quad (44)$$

$$\{\dot{u}\} = \frac{1}{2\Delta t} \{u_{n+1} - u_{n-1}\} \quad (45)$$

O incremento de tempo (Δt) ou intervalo dividido em instante próximo (u_{n+1}), atual (u_n) e anterior (u_{n-1}).

$$[M] \left\{ \frac{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}}{(\Delta t)^2} \right\} + [C] \left\{ \frac{u_{n+1} - u_{n-1}}{2\Delta t} \right\} + [K] \{u\} = \{F\} \quad (46)$$

$$\left[[M] + \frac{\Delta t}{2} [C] \right] u_{n+1} = \left\{ (\Delta t^2) (-[K] \{u_n\} + [F]) + 2[M] \{u_n\} - \left([M] - \frac{\Delta t}{2} [C] \right) u_{n-1} \right\} \quad (47)$$

Todos os termos do lado direito da equação (47) são conhecidos, a incógnita a ser obtida encontra-se do lado esquerdo da equação, no instante próximo (u_{n+1}) [58; 59].

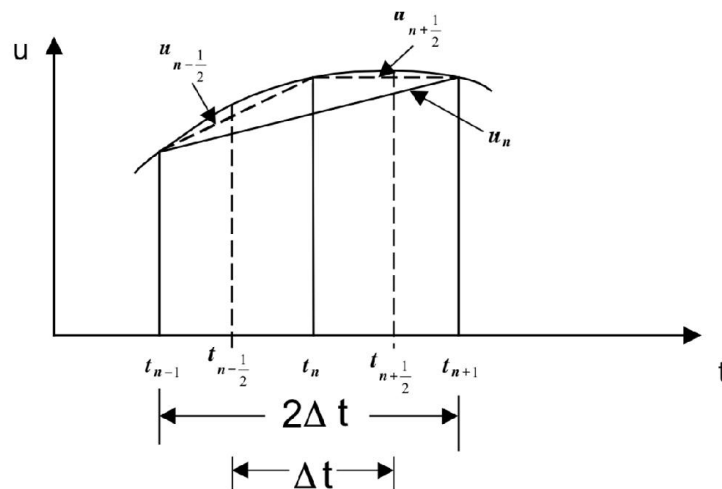


Figura 32 - Método das diferenças centrais utilizado pelo Ansys [58]

Através dos deslocamentos nos instantes t_n e $t_n - \Delta t$, obtém-se explicitamente o deslocamento no instante $t_n + \Delta t$.

Caso as matrizes de massa [M] e de amortecimento [C] forem diagonais, a inversão das matrizes transformam-se numa solução comum para a equação (47).

$$M = \begin{bmatrix} m_{11} & & & \\ & m_{22} & & 0 \\ & & \dots & \\ & 0 & & \dots \\ & & & & m_{nn} \end{bmatrix}$$

$$M^{-1} = \begin{bmatrix} 1/m_{11} & & & \\ & 1/m_{22} & & 0 \\ & & \dots & \\ & 0 & & \dots \\ & & & & 1/m_{nn} \end{bmatrix}$$

Desta forma a tensão e a deformação plana são obtidas através das seguintes equações.

$$(u_{xi})_{n+1} = \left(m_{ii} + \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right)^{-1} \left[\{\Delta t^2 (F_{xi})_n\} - \{\Delta t^2 (K_{xi})_n - 2m_{ii}\} (u_{xi})_n - \left(m_{ii} - \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right) (u_{xi})_{n-1} \right] \quad (48)$$

$$(u_{yi})_{n+1} = \left(m_{ii} + \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right)^{-1} \left[\{\Delta t^2 (F_{yi})_n\} - \{\Delta t^2 (K_{yi})_n - 2m_{ii}\} (u_{yi})_n - \left(m_{ii} - \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right) (u_{yi})_{n-1} \right] \quad (49)$$

Onde:

Nó i; u_{xi} e u_{yi} , são componentes de deslocamentos $\{u\}$ nas direções x e y.

F_{xi} , F_{yi} , são componentes das forças nodais aplicadas nas direções x, y.

K_{xi} , K_{yi} , são as forças nodais de resistência interna das direções x, y.

m_{ii} e c_{ii} são os termos diagonais da matriz de massa e amortecimento.

A efetividade do método é dependente do uso de uma matriz de massa diagonal. A principal limitação do método está ligada ao tamanho do intervalo de tempo, uma vez que o incremento deve ser menor do que um valor incremental crítico

Δt_{cri} . A determinação deste valor é efetuada a partir da característica do sistema de elementos de malha utilizado pelo modelo [57].

3.5.4. Cálculo do Intervalo de tempo incremental

Os esquemas de integração condicionalmente estáveis requerem que o intervalo de tempo seja menor do que um certo valor crítico. Caso o valor do incremento de tempo seja maior do que o valor de tempo crítico, pode ocorrer um aumento de erros de integração, de forma a produzir resultados errados [57].

No método de integração explícito no software Ls-Dyna, a convergência da solução é condicionalmente estável devido à condição de Courant. Esta condição limita o intervalo de tempo, de forma a que seja menor do que a duração de tempo de propagação de uma onda sonora no menor elemento do modelo [57; 58].

É necessário que o intervalo de tempo para a solução das equações do modelo, seja pequeno o suficiente para que as tensões sejam detetadas pelos elementos [57; 60].

Como foi mencionado anteriormente, o intervalo crítico de integração para problemas explícitos é em função do elemento de menor tamanho do modelo e da velocidade do som do material [57].

$$\Delta t = \frac{L}{c} \quad (50)$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (51)$$

O “time step” pode ser estimado usando a seguinte equação

$$\Delta t \leq \Delta t_{critico} \quad (52)$$

$$\Delta t_{critico} = \min \left\{ \frac{L}{c}; \frac{2}{\omega_M} \right\} \quad (53)$$

L= largura do menor elemento

c= velocidade do som no material

E= módulo de elasticidade do material

ρ = densidade do material

ν = coeficiente de Poisson

ω_M = maior frequência natural a ser significativa para o problema (geralmente é < 1000 Hz, e portanto $\omega_M=6000$ rad/s)

Tabela 9 - Cálculo do "time step" [57]

Para elementos de casca (Shell)		$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (54)$
Para elementos sólidos	Hexaedro 8 nós	$L = \frac{V(\text{Volume})}{A(\text{maior área})} \quad (55)$
	Tetraedro 4 nós: L=menos altura	$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (56)$
Para elementos do tipo viga	L= comprimento do elemento	$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (57)$

3.5.5. Algoritmo de início

Uma vez que as equações de equilíbrio no instante $t_n + \Delta t$ dependem de t e $t_n - \Delta t$, e é necessário um algoritmo inicial, através das condições iniciais é possível obter o valor $u(0 - \Delta t)$. Através da equação (45) temos a seguinte condição:

$$\dot{u}(0) = \frac{u(0+\Delta t) - u(0-\Delta t)}{2\Delta t} \quad (58a)$$

ou

$$u(0 - \Delta t) = -2\Delta t \dot{u}(0) + u(0 + \Delta t) \quad (58b)$$

Em caso de aproximação substitui-se na equação 48 e esta é expressa da seguinte forma:

$$(u_{xi})_1 = \left(m_{ii} + \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right)^{-1} \left[(\Delta t)^2 \{-(K_{xi})_0 + (F_{xi})_0\} + 2m_{ii}(u_{xi})_0 - \left(m_{ii} - \frac{\Delta t}{2} c_{ii}\right) \{-2\Delta t(u_{xi})_0 + (u_{xi})_1\} \right] \quad (59)$$

3.5.6. Integração Explícita no tempo (algoritmo dinâmico explícito)

Se forem utilizadas matrizes de massa e amortecimento diagonais, como o caso parâmetros agrupados, $[\bar{K}]$ transformam-se numa matriz diagonal e as equações desacoplam-se, resultando num algoritmo explícito [57]. O algoritmo explícito tem a seguinte forma:

$$[\bar{K}]\{u\}_{n+1} = \{\bar{F}\}_t \text{ (explícito)}$$

Onde:

$$[\bar{K}] = \frac{1}{\Delta t^2} [M]_{diag} + \frac{1}{2\Delta t} [C]_{diag}$$

e

$$\{\bar{F}\}_t = \{F(t)\}_t - \left[[K(u)] - \frac{2}{\Delta t^2} [M]_{diag} \right] \{u\}_t - \left[\frac{1}{\Delta t^2} [M]_{diag} - \frac{1}{2\Delta t} [C]_{diag} \right] \{u\}_{n-1} \quad (60)$$

O método explícito foi desenvolvido em programas de análises ao impacto, tem como base a técnica da diferença central que utiliza a equação do movimento [61].

Uma vez que o método é condicionalmente estável ao intervalo de tempo, Δt , é necessário um intervalo de tempo, Δt , reduzido para se obter bons resultados [57].

3.5.6.1. Vantagens do Método Explícito

- Fácil de programar e é um algoritmo robusto;
- Comparado com o algoritmo estático implícito é mais rápido e requer menos memória;
- Pode ser paralelizado;
- Prevê o surgimento de rugas devido ao seu bom desempenho na instabilidade da rigidez

3.5.6.2. Desvantagens do Método Explícito

- Condicionalmente convergente;
- Requer frequentemente passos extremamente pequenos de forma a melhorar a convergência.

3.5.6.3. Resumo da sequência de solução para o algoritmo explícito

- **Cálculos iniciais**
 1. Formação das matrizes elementares $[M]^{(e)}$, $[C]^{(e)}$, e $[K]^{(e)}$
 2. Inicializa $\{u\}_t$ e $\{\dot{u}\}_t$ no tempo $t=0$
 3. Seleciona $\Delta t < \Delta t_{critico}$
 4. Formação da matriz de rigidez efetiva $[\bar{K}]$
 5. Modificação $[\bar{K}]$ para as condições de fronteira
 6. Fator $\{u\}_{-\Delta t}$.
- **A cada instante passo**
 1. Forma o vetor de carga elementar efetivo $\{\bar{F}\}_{n+1}^{(e)}$
 2. Formação do vetor de carga efetiva $\{\bar{F}\}_{n+1}$
 3. Modifica o vetor efetivo para as condições de fronteira
 4. Resolve os deslocamentos $\{u\}_{n+1}$ no tempo $n + \Delta t$

Resolve as velocidades e acelerações $\{\dot{u}\}_{n+1}$ e $\{\ddot{u}\}_{n+1}$ no tempo t .

4. Estudo Numérico

4.1. Material

Antes de se realizar uma análise numérica é necessário ter conhecimento das propriedades mecânicas do material e do seu comportamento mecânico.

A distribuição da força por unidade de área é conhecida como tensão, sendo possível calcular a tensão através da equação 61, dividindo a carga aplicada F , pela área resistente do provete.

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad (61)$$

Devido à carga axial, o material vai-se deformando durante o ensaio, a equação 62 calcula a deformação (ε) ocorrida ao longo do ensaio.

$$\varepsilon = \frac{l-l_0}{l_0} \quad (62)$$

A propriedade que está ligada ao retorno do material após retirar a carga axial é a elasticidade, sendo possível calcular com o auxílio da Lei de Hooke (equação 63) ou graficamente, deduzindo a Lei de Hooke, onde o declive da reta na zona elástica corresponde ao módulo de elasticidade.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (63)$$

No momento em que o material ultrapassa a tensão de cedência, está-se perante um comportamento plástico, o material vai cedendo plasticamente, a sua deformação é irreversível. O valor da tensão de cedência de um material pode ser calculada graficamente, traçando uma reta paralela com uma extensão de 0,2% à reta da curva tensão-deformação que define a elasticidade do material.

De forma a simplificar a introdução dos dados de entrada na base de dados, considerou-se que o material (Docol DP800) tem um comportamento igual por toda a sua dimensão, a direção escolhida foi a de 0°, tabela 10.

Tabela 10 – Dados do material DOCOL DP800 (Anexo A)

Test	Direction	0°	45°	90°
Th	mm	1,48	1,48	1,48
ReH	N/mm²	-	-	-
ReL	N/mm²	-	-	-
Rp0,2	N/mm²	544	546	545
Rm	N/mm²	826	822	827
A50	%	21	21	20
A80	%	17	17	17
r	e 10 %)	0,95	0,9	0,92
n	intervale 5-10%	0,12	0,12	0,12

4.1.1. Comportamento Elástico

Foi criado um material na biblioteca do Ansys Workbench com as propriedades mecânicas do aço Dual-Phase DP800, que permitirá simular o comportamento mecânico da biqueira. Na biblioteca do software Ansys Workbench existem várias opções para criar materiais. Neste estudo, o comportamento elástico do material DP 800 foi definido através da opção existente na biblioteca “Isotropic Elasticity”, onde os valores inseridos foram o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson (ver tabela 11), as restantes contante são obtidas automaticamente pelo software através dos dados de entrada (Módulo de Elasticidade e coeficiente de Poisson), ver figura 33.

Tabela 11 – Dados de entrada no software Ansys

Tensão de Cedência	544 MPa
Densidade	7580 kg/m ³
Coeficiente de Poisson	0,3
Módulo de Elasticidade	210 GPa

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's Mod...			
5	Young's Modulus	2,1E+11	Pa		
6	Poisson's Ratio	0,3			
7	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
8	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
9	Multilinear Isotropic Hardening	Tabular			
10	Scale	1			
11	Offset	0	Pa		

Figura 33 – Dados introduzidos no software Ansys

4.1.2. Comportamento Plástico

O comportamento plástico de um dado material inicia depois de ultrapassar a sua tensão de cedência, neste estudo o valor da tensão de cedência do material utilizado (DP800) é de 544 MPa, definindo o início da plasticidade do material.

A opção utilizada para definir o comportamento plástico do material foi a “Multilinear Isotropic Hardening” (figura 34), onde os valores introduzidos correspondem à tensão e extensão real, estes foram obtidos através da conversão dos valores de engenharia em real, recorrendo ao auxílio de equações de conversão. A tensão real foi obtida com o auxílio da equação 64, no caso das deformações reais, a equação 65 foi utilizada de forma a se obter a deformação pretendida. As figuras seguintes ilustra a curva tensão-deformação engenharia (figura 35) e a real (figura 36).

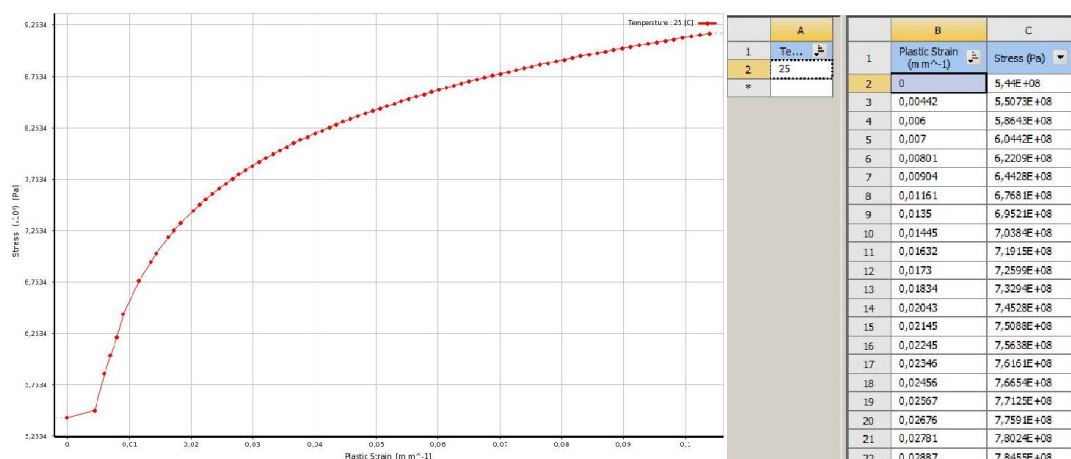


Figura 34 –Introdução dos pontos para a construção da curva na opção "Multilinear Isotropic Hardening"

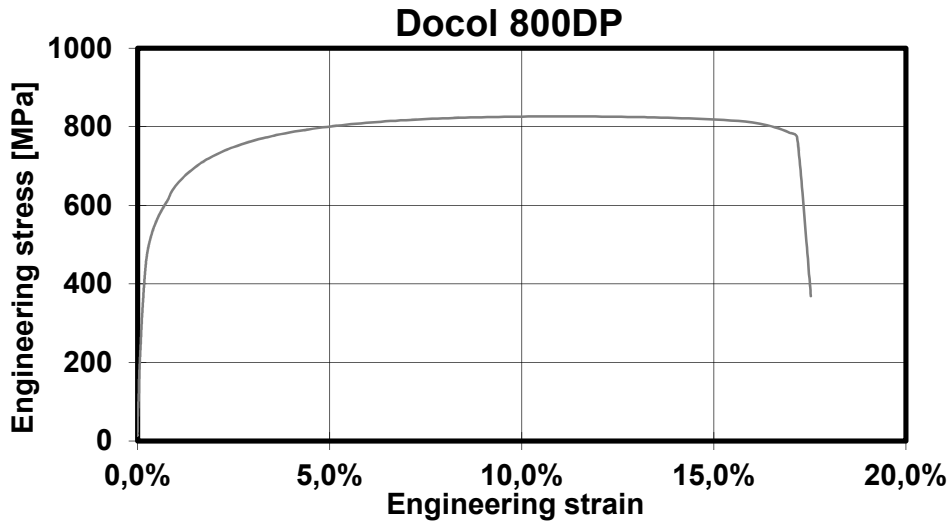


Figura 35 - Curva tensão-deformação engenharia

$$\sigma_{real} = \sigma(1 + \varepsilon) \quad (64)$$

$$\varepsilon_{real} = (\ln 1 + \varepsilon) \quad (65)$$

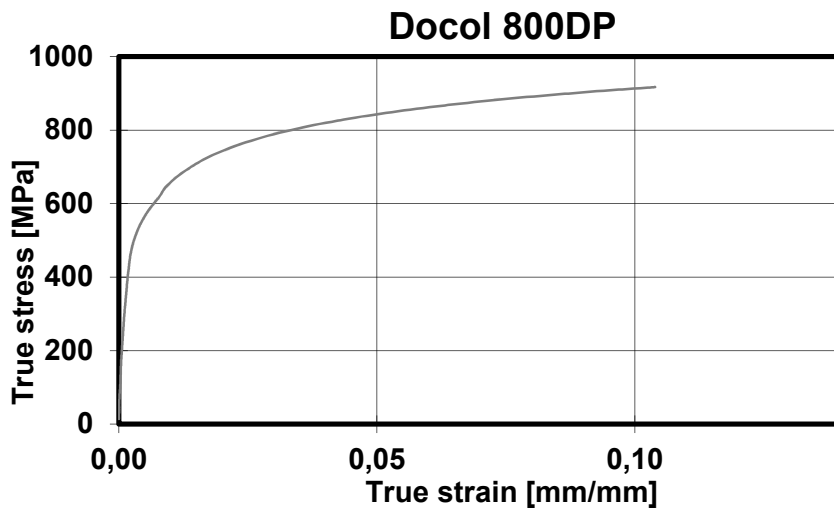


Figura 36 - Curva tensão-deformação verdadeira

Uma das limitações do software Ansys Workbench é a necessidade de que o primeiro valor da tensão no comportamento plástico é nulo e só é necessário introduzir no máximo 82 valores de Tensão x Deformação.

Segundo a norma (EN 12568_2010) utilizada, o punção de impacto tem de ter pelo menos uma massa de 20 kg, o material utilizado para este componente foi o material “default” do software o “Structural Steel” alterando o parâmetro da massa volúmica de forma a obter os 20 kg exigidos pela norma [62].

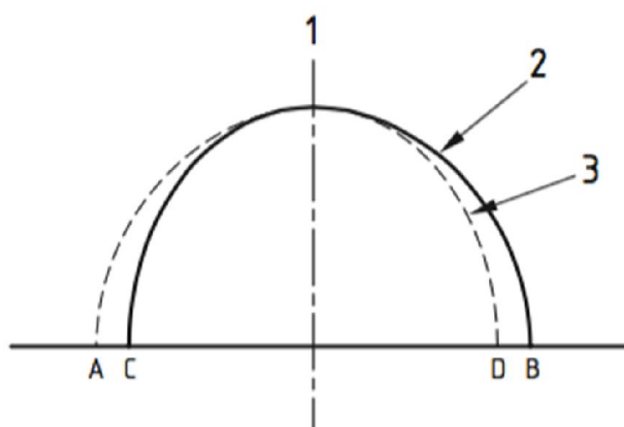
De acordo com a norma EN 12568_2010, a temperatura em que o ensaio deve ser realizado deve estar compreendida entre 20°C e os 25°C [62]. A temperatura utilizada foi a temperatura ambiente, 25°C.

4.2. Geometria

A ferramenta de desenho do software Ansys Workbench apresenta algumas limitações na construção de geometrias CAD mais complexas, como é o caso da biqueira do calçado de segurança. Uma vez que o software Ansys permite efetuar importações de geometrias provenientes de software mais adequado para desenho, como o CAD, sem que os resultados sejam alterados pela exportação da geometria CAD, os componentes desta análise foram desenhados recorrendo ao software de CAD Catia V5.

4.2.1. Determinação do eixo de teste

Posiciona-se a biqueira do pé esquerdo com a sua extremidade posterior, de acordo com uma linha base e desenha-se o seu contorno, figuras 37 e 38. Repete-se o exercício com a biqueira direita do par, posicionando-se na mesma linha base de tal maneira que os contornos no final da biqueira coincidam [62].



1 – Eixo de teste 2 – Biqueira Direita 3 – Biqueira Esquerda

Figura 37 - Determinação do eixo teste segundo a norma [62]

Marcam-se quatro pontos A, B, C e D, onde os contornos das biqueiras, direita e esquerda, se cruzam na linha de base, é construída a perpendicular a partir da linha

base no ponto médio de AB ou CD. Este constitui o eixo de teste de ambas as biqueiras [62].

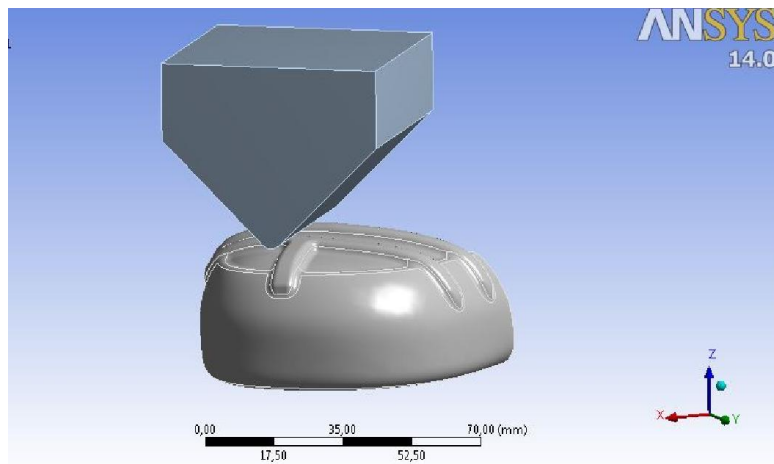


Figura 38 - Conjunto de componentes para análise numérica

4.2.2. Punção de impacto

O mecanismo de impacto é incorporado com um punção em aço (figura 39 e 40) com uma massa ($20 \pm 0,2$) kg, este adaptado através de uma guia vertical a cair livremente de uma altura pré-determinada de forma a transmitir uma energia de impacto solicitada, calculada através da energia potencial [62].

O punção é constituído por um aço de dureza Rockwell 60HRC e terá um formato em cunha de pelo menos 60 mm de comprimento, as suas faces retangulares devem ser de 40 mm de altura e subtender um ângulo de $(90 \pm 1)^\circ$. O vértice no qual as faces se encontram deve ser arredondado com $3 \pm 0,1$ mm de raio, ver desenho técnico no anexo B. Durante o ensaio, os vértices devem estar paralelos entre $\pm 2^\circ$ em relação à base do dispositivo de fixação [62].

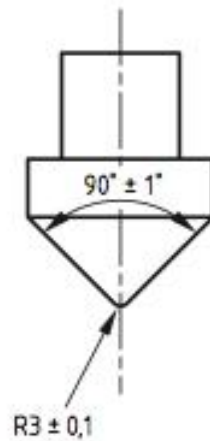


Figura 39 - Esquema da Norma 12568_2010 para a construção do punção de impacto [62]

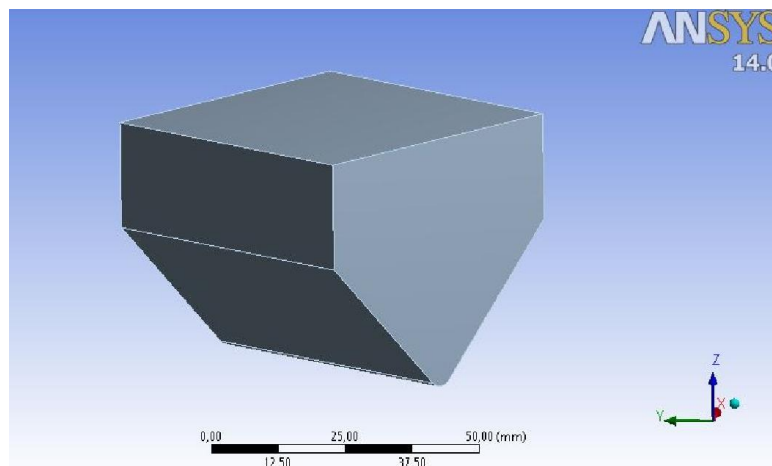


Figura 40 - Modelo CAD do punção

4.2.3. Biqueira

Segundo a norma EN 12568_2010, as biqueiras não devem conter qualquer tipo de marcas na sua superfície, defeitos, rebarbas e arestas, nem devem apresentar defeitos de divisão ou delaminação entre as camadas de materiais cortantes [62].

4.2.3.1. Dimensões

Aspetos importantes da norma, em relação a algumas dimensões principais da biqueira [62].

4.2.3.1.1. Comprimento interno

O comprimento interno da biqueira é obtido de acordo com a norma, e não deve ser menor do que o valor apropriado obtido na tabela 12 [62], ver figura 41.

Tabela 12 - Comprimento interno mínimo segundo a Norma [62]

N.º Biqueira	5 e abaixo	6	7	8	9	10 e acima
Comprimento Interno mínimo (mm)	34	36	38	39	40	42

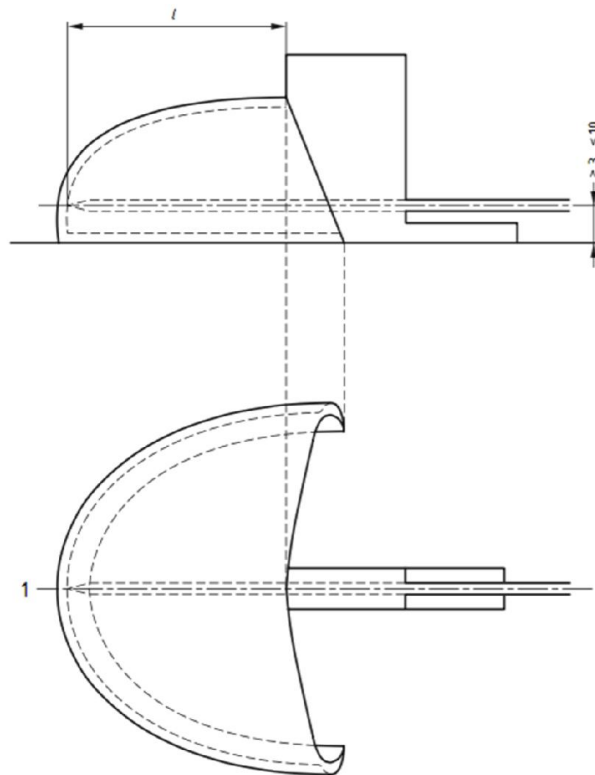


Figura 41 – Informação da medição do comprimento interno (l, comprimento interno e 1, eixo de teste) [62]

4.2.3.1.2. Largura da flange

Se a biqueira é formada com uma flange, a largura interior da flange, cota e, não deve ser maior do que 10 mm conforme ilustra a figura 42 [62].

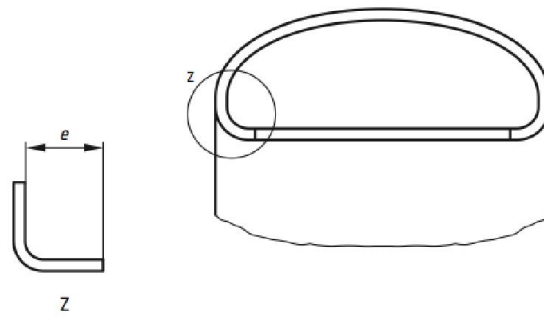


Figura 42 - Representação da flange segundo a Norma [62]

4.2.3.2. Geometria da Biqueira

As biqueiras de aço utilizadas no calçado de segurança têm a mesma geometria apresentada na figura 43, e apresenta uma espessura de 1,8mm.

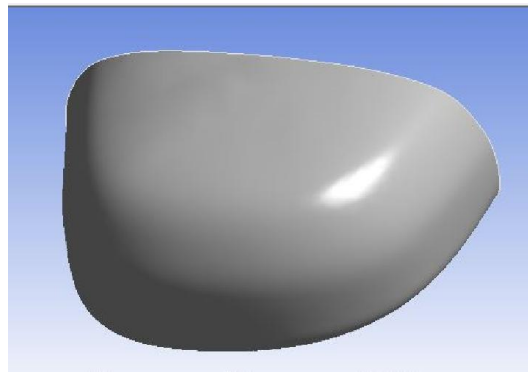


Figura 43 - Geometria normal das biqueiras

A geometria ilustrada na figura 44 é uma alternativa proposta por um estudo anterior que apresentava como objetivo proporcionar uma melhoria geométrica em relação à biqueira usual de aço. Nesse mesmo estudo a espessura apresentada foi de 1,2mm (figura 45), logo a geometria à qual dou o nome de biqueira “original” apresenta a mesma espessura de referência, tabela 13.

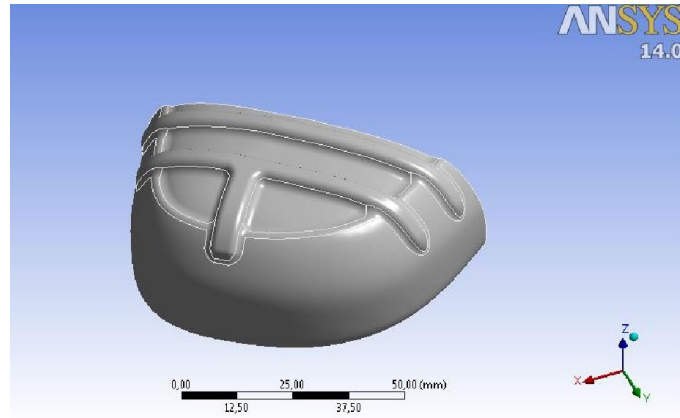


Figura 44 - Modelo CAD da Biqueira

Tabela 13 - Espessura da biqueira “original” (Anexo C1)

Original	Biqueira	1,2 mm
-----------------	-----------------	---------------

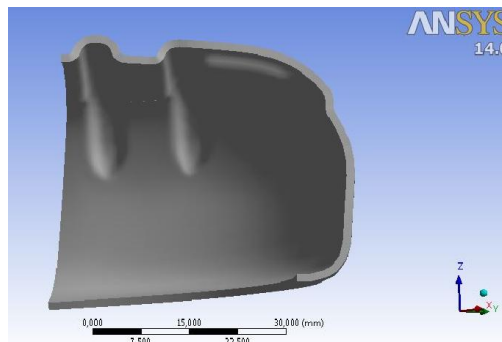


Figura 45 - Esquema e informação da espessura 1,2mm

Com o objetivo de proporcionar uma melhoria geometria na biqueira da figura 44, foram propostas algumas alternativas de alterações geométricas. Nessas alternativas serão efetuadas alterações na espessura, um aumento da espessura na zona dos “reforços” e uma variação da espessura por toda a biqueira, de forma a verificar as alterações de resistência imposta pela biqueira durante o ensaio de impacto. As alternativas apresentadas serão explicadas de seguida.

4.2.3.3. Primeira Alternativa

A primeira alternativa passa por aumentar a espessura de uma zona específica da biqueira, esta zona encontra-se explicita na figura 46, à qual se atribuiu o nome “reforço”.

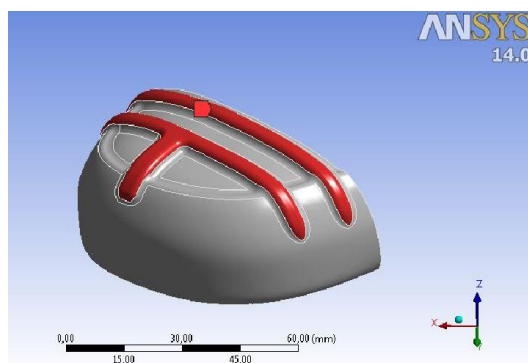


Figura 46 - Localização do aumento de espessura da primeira alternativa

A espessura selecionada para a zona dos reforços é +5 e +10% da espessura, a variação só irá ocorrer nos locais citados anteriormente o resto da biqueira irá manter a sua espessura de 1,2 mm, figura 47. Os valores de espessura selecionados encontram-se expostos na tabela 14.

Tabela 14 - Espessura dos locais dos reforços mencionados (Anexo C2)

Primeira Alternativa	“Shell_Ref_+5%”	1,26 mm
	“Shell_Ref_+10%”	1,32 mm

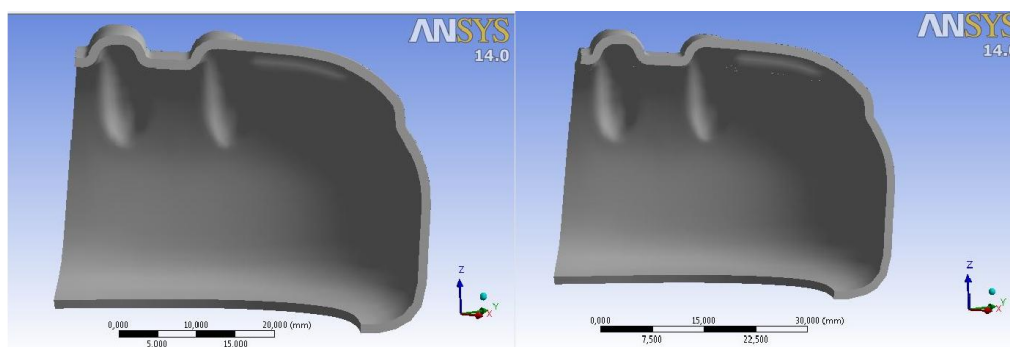


Figura 47 - Esquema da espessura nos reforços da primeira alternativa a) +5% b) +10%

4.2.3.4. Segunda Alternativa

Na segunda proposta, a variação de espessura irá ocorrer por toda a biqueira (figura 48), neste caso a espessura da biqueira irá variar entre -10 e 10% (figura 49). O valor de espessura selecionado encontra-se na tabela 15.

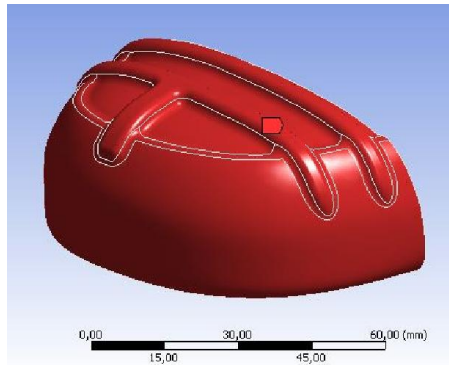


Figura 48 – Localização do aumento de espessura da segunda alternativa

Tabela 15 - Espessura da biqueira para a segunda alternativa (Anexo C3)

Segunda Alternativa	“Shell_-10%”	1,08 mm
	“Shell_+10%”	1,32 mm

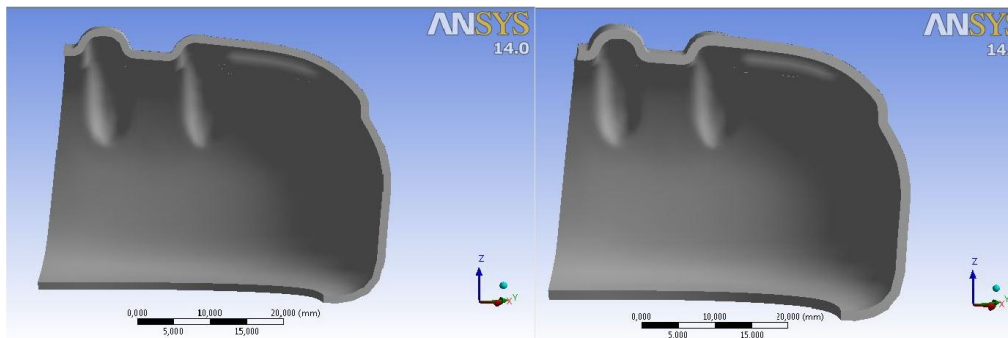


Figura 49 - Esquema da espessura da biqueira para a segunda alternativa a) -10% b) +10%

4.2.3.5. Terceira Alternativa

A terceira proposta passa por aumentar a espessura numa zona específica da biqueira, esta zona encontra-se ilustrada na figura 50. A proposta surgiu devido aos resultados obtidos na primeira e segunda alternativa, como será explicado mais adiante.

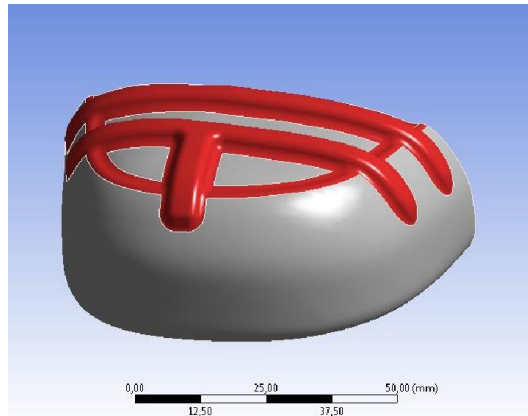


Figura 50 - Localização do aumento de espessura da terceira alternativa

A espessura selecionada para a zona dos reforços é +15 % da espessura, a variação só irá ocorrer nos locais selecionada a vermelho, na figura 51, o resto da biqueira irá manter a sua espessura de 1,2 mm. Os valores de espessura selecionados encontram-se expostos na tabela 16.

Tabela 16 - Espessura utilizada na terceira alternativa (Anexo C4)

Terceira Alternativa	“Shell_Ref_+15%”	1,38 mm
-----------------------------	-------------------------	----------------

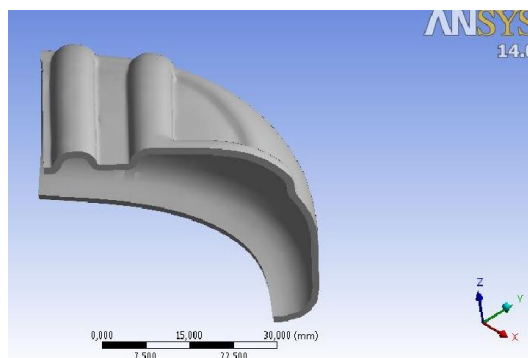


Figura 51 - Esquema da espessura da terceira alternativa

4.3.Virtual topology

Um modelo CAD é dividido por topologia e geometria. A conectividade de um modelo CAD está relacionado com os vértices que se encontram unidos às arestas, estas estão unidas às faces e por último as faces estão ligadas aos volumes. Cada uma destas entidades (vértices, arestas, faces e volume) é referida como células. Este conjunto de células que formam o modelo CAD está relacionado com a topologia do

modelo CAD. A geometria de um modelo CAD é a definição matemática subjacente às células acima mencionadas [63].

Através da opção “Virtual Topology” é possível criar células virtuais, agrupando as células que pretendemos unir para a criação de uma nova célula virtual. Desta forma esta opção ajuda a reduzir o número de elementos no modelo, é possível simplificar pequenas características fora do modelo e é ainda possível simplificar a carga de abstração [63].

Uma célula na aplicação “Mechanical” ou na aplicação “Meshing” modifica apenas a topologia da cópia local dentro dessas mesmas aplicações, o modelo CAD original permanece inalterado [63].

É possível designar manualmente face e arestas para a inclusão em uma célula virtual, ou ter a aplicação “Mechanical” ou aplicação “Meshing” que automaticamente cria células virtuais com base em configurações especificadas pelo utilizador. A geometria com células virtuais é representada pela resolução gráfica das células subjacentes [63].

Existem limitações geométricas que impossibilitam a criação de células virtuais, incluindo as células relacionadas com células que têm demasiada curvatura, ou outras limitações na tentativa de representar um conjunto de células por uma única célula [63].

Na figura 52 pode verificar-se o número de arestas e faces que fazem parte do modelo CAD original.

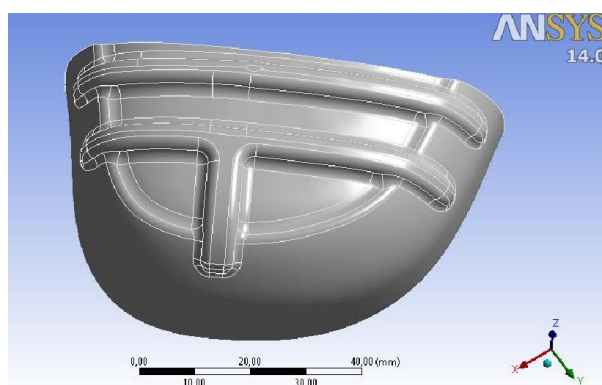


Figura 52 - Modelo CAD original (sem "Virtual Topology")

A partir do conjunto de faces ou arestas selecionadas, o software cria células virtuais. Durante este processo, as entidades adjacentes selecionadas estão agrupados

de forma adequada para criar células virtuais. Enquanto que qualquer entidade única selecionada (isto é, aquela que for selecionada, mas não é adjacente a qualquer outra entidade selecionada) forma a sua própria célula. Uma célula virtual não pode ser criada em uma única face que seja cilíndrica ou planar [63].

Através da opção “Virtual Topology” agruparam-se as células (arestas e faces) que fazem parte da mesma topologia, sem retirar os detalhes necessários, de forma a não modificar o modelo CAD. A figura 53 ilustra as diferentes células virtuais criadas, sem retirar os detalhes do modelo CAD da biqueira. Na tabela 17, encontra-se a informação detalhada do tipo e número de células virtuais criadas.

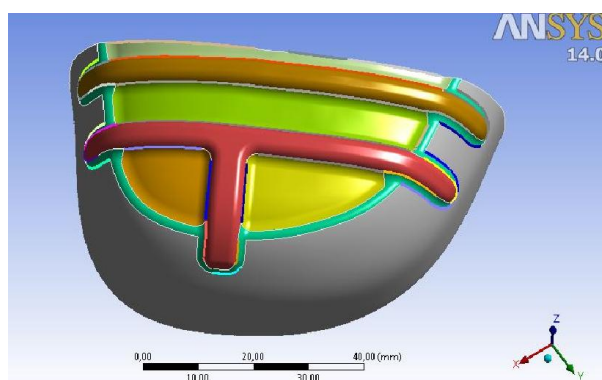


Figura 53 - Modelo CAD com "Virtual Topology"

Tabela 17 - Informação da análise numérica em relação ao "Virtual Topology" (Anexo C5)

Method	Automático
Virtual Faces	8
Virtual Edges	32
Virtual Split Edges	0
Virtual Split Faces	0
Virtual Hard Vertices	0
Total Virtual Entities	40

4.4. Rede de Elementos Finitos

Através do virtual topology é possível modificar a rede de elementos consoante as células virtuais criadas. Na figura seguinte pode ver-se um exemplo de duas redes de elementos com as mesmas definições de rede de elementos, a figura 54a não tem nenhuma célula virtual criada, já no caso da figura 54b, tem células virtuais criadas, com a mesma configuração da figura 54.

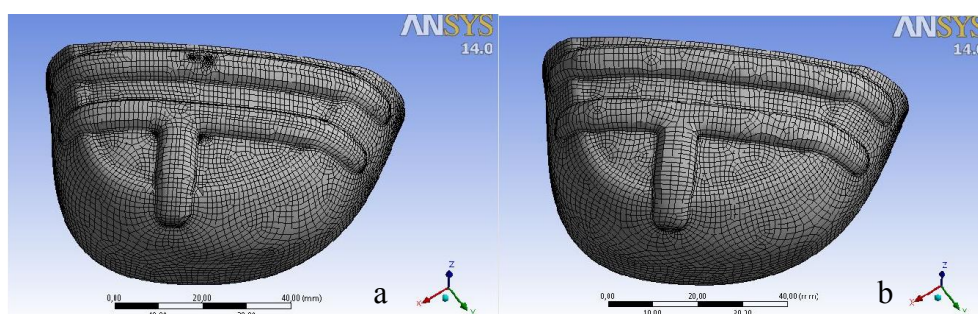


Figura 54 - Visualização da rede de elementos sem (a) e com (b) "Virtual Topology"

4.4.1. Opções da rede de elementos

De forma a obter uma rede de elementos satisfatória para utilizar na análise numérica, teve-se o principal foco de ter uma rede mais refinada nos locais com mais detalhe e principalmente o local onde irá ocorrer o embate do punção de impacto. Deste modo, selecionou-se a opção "Sizing" em dois locais distintos (figura 55) e com medidas distintas (tabela 18).

Tabela 18 - Tamanho da rede de elementos utilizado na análise numérica (Anexo C6)

Mesh Option	Local	Tamanho
"Face Sizing"	a	0,6 mm
"Face Sizing"	b	0,7 mm

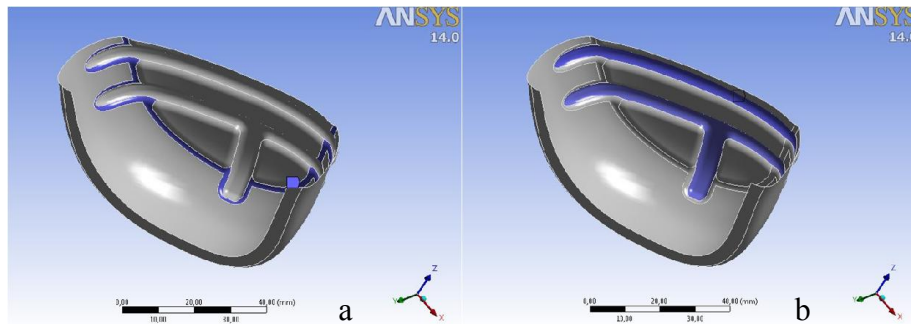


Figura 55 - Localização das opções de rede de elementos selecionadas no software Ansys

4.4.2. Visualização da rede de elementos do conjunto

Através da figura 56 é possível visualizar a configuração da rede de elementos utilizada no ensaio numérico, nos pontos seguintes encontra-se toda a informação da malha selecionada para cada tipo de biqueira proposta.

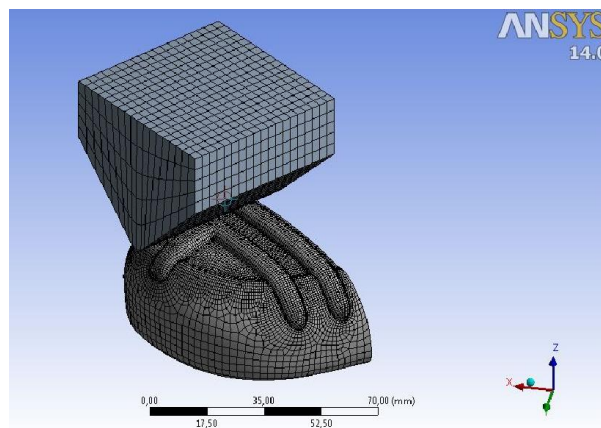


Figura 56 - Malha do conjunto

4.4.3. Informação da rede de elementos

A rede de elementos utilizada numa análise numérica tem um papel importante, uma vez que a qualidade se encontra ligada aos valores obtidos na análise. Desta forma, para se obterem valores mais exatos é necessário ter uma rede de elementos de boa qualidade. A rede de elementos, o número de elementos e de nós estão ligados ao tempo de processamento de uma análise numérica. De forma a se obter uma rede de elementos com mais qualidade é necessário utilizar geometrias simplificadas, onde só devem estar presentes os aspetos necessários para a análise.

Neste ponto encontra-se indicada a informação detalhada da rede de elementos empregue em cada componente (tabela 19) e da biqueira para cada proposta (tabela 20, 21, 22).

Tabela 19 - Informação da rede de elementos dos modelos CAD originais

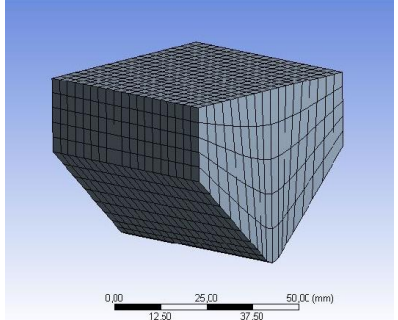
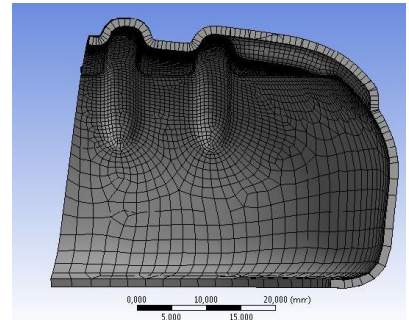
	Punção	Biqueira Original
Espessura	-	1,2 mm
N.º Nós	2280	8508
N.º Elementos	1710	8458
Imagem		

Tabela 20 - Informação da rede de elementos na primeira alternativa

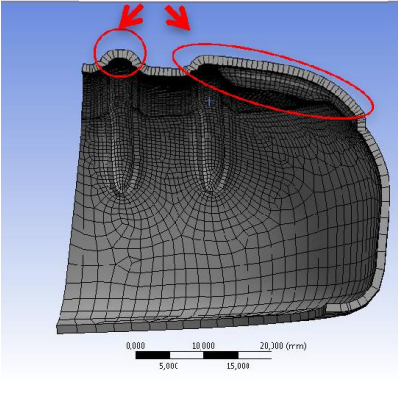
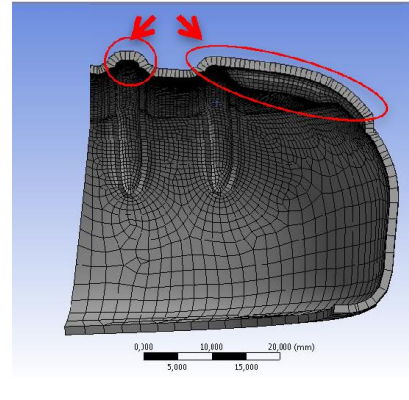
	“Shell_Ref_5%”	“Shell_Ref_10%”
Espessura	1,2 mm / 1,26 mm	1,2 mm / 1,32 mm
N.º Nós	8515	8515
N.º Elementos	8466	8466
Imagem		

Tabela 21 - Informação da rede de elementos na segunda alternativa

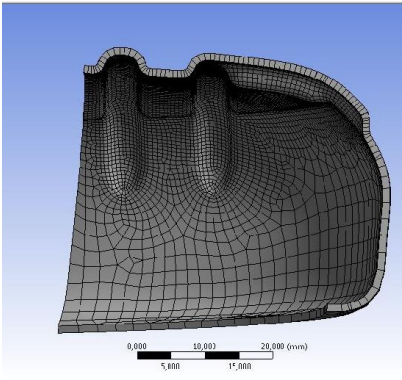
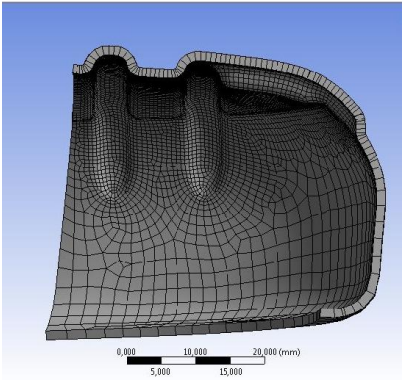
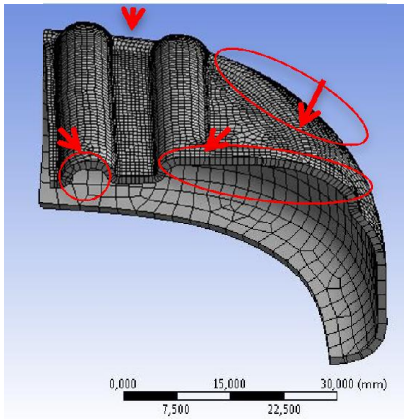
	“Shell_-10%”	“Shell_+10%”
Espessura	1,08 mm	1,32 mm
N.º Nós	8508	8508
N.º Elementos	8458	8458
Imagem		

Tabela 22 - Informação da rede de elementos na terceira alternativa

	“Shell_Ref_+15%”
Espessura	1,2 mm / 1,38 mm
N.º Nós	8649
N.º Elementos	8589
Imagem	

4.5. Condições de Fronteira

4.5.1. Velocidade

No ensaio segundo a norma, a energia de impacto é calculada através da equação de energia potencial (equação 66), colocando o punção de ataque de massa “ m ”, a uma altura “ h ” de forma a produzir a energia pretendida [62], figura 57a.

$$U_{pot} = mgh \quad (66)$$

No caso do ensaio numérico, a energia de impacto é calculada através da equação de energia cinética (equação 67), sabendo a massa do punção de ataque e a energia de impacto selecionada para o ensaio numérico (figura 57b), é possível calcular a velocidade que o punção deve assumir de forma a garantir uma energia de impacto 200J.

$$U_{cin} = \frac{1}{2}mv^2 \quad (67)$$

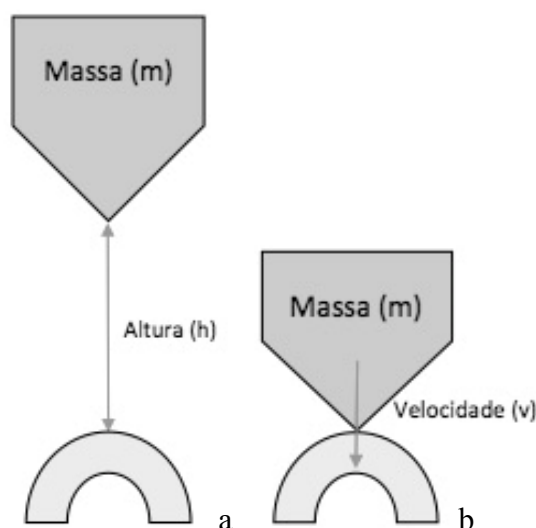


Figura 57 - Esquema do ensaio de impacto a) Norma 12568_2010 b) Análise Numérica

Através da equação 67 recorrendo aos dados definidos para a análise numérica, tabela 23, obtemos a velocidade a utilizar na análise numérica, figura 58.

Tabela 23 - Informação da massa e energia segundo a norma [62]

Massa (m)	20 kg
Energia (U)	200 J

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot U}{m}} \Leftrightarrow v = \sqrt{\frac{2 \cdot 200}{20}} v = 4,4721 \text{ m/s}$$

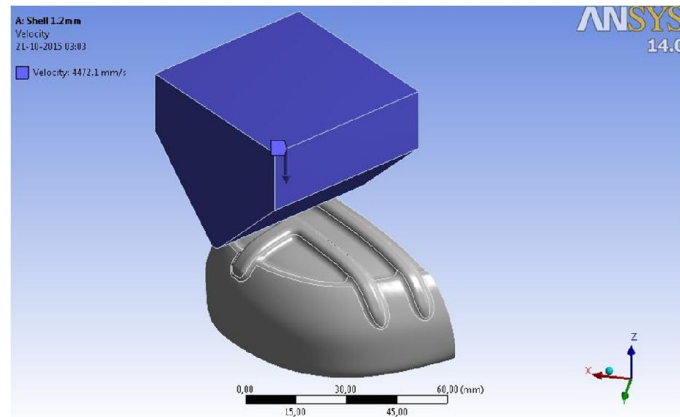


Figura 58 - Introdução da velocidade na análise numérica (Anexo C7)

4.5.2. “Displacement Remote”

Durante o ensaio, o punção está restrito unicamente a um movimento de translação segundo o eixo do zz, tabela 24. Para que esta restrição seja mantida durante a análise numérica foi selecionada a opção “Displacement Remote”, seleciona-se uma face do componente, neste caso a zona/face de embate com a biqueira. Selecionada a face, restringe-se os movimentos de translação que não se pretendem, neste caso xx, yy e todos os movimentos de rotação, xx, yy, zz, verificar figura 59. O local selecionado é considerado pelo software uma zona rígida.

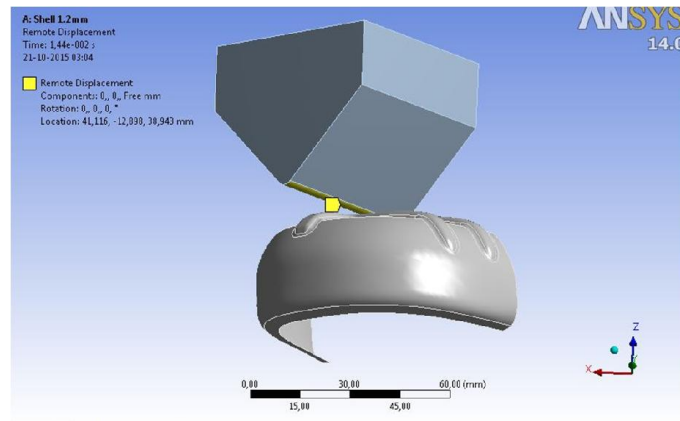


Figura 59 - Introdução do "Displacement Remote"

Tabela 24 - Dados introduzidos na opção "Displacement Remote" (Anexo C8)

Translação	X	0 mm
	Y	0 mm
	Z	Livre
Rotação	X	0 °
	Y	0 °
	Z	0 °

4.5.3. Suporte Fixo

A biqueira encontra-se fixa na zona inferior, como ilustra a figura 60. Segundo a norma, a zona inferior encontra-se fixa, assim como a face frontal com o auxílio de um componente auxiliar, onde não foi possível através do software fixar esse local, de forma a não adulterar as soluções obtidas. Uma vez que se fosse selecionado esse local, toda a biqueira se encontraria fixa pelas paredes laterais. E a face traseira também se encontra fixa.

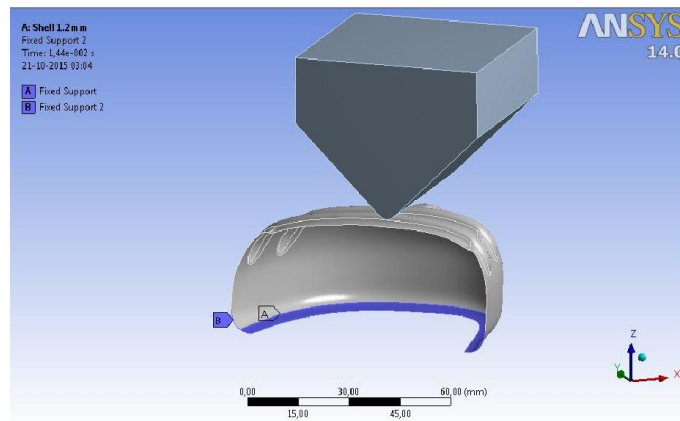


Figura 60 - Esquema dos suportes fixos (Anexo C9)

4.6. Opções da análise

De forma a obter-se uma análise completa, isto é a descida e ligeira subida do punção, o “End time” selecionado foi de $1,44E-2$ s. Definiu-se no “Output Controls” a quantidade de número de pontos, que se pretendem obter nos resultados da análise.

Esta informação encontra-se ilustrada na tabela 25.

Tabela 25 - Opções utilizadas na análise numérica (Anexo C10)

Step Controls	
Resume from Cycles	0
Maximum Number of Cycles	1,00E+07
End Time	1,44E-02
Maximum Energy Error	0,1
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0,9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No
Output Controls	
Save Results on	Equally Spaced Points
Number of Points	500
Save Restart Files on	Equally Spaced Points
Number of Points	20
Save Result Tracker Data on	Cycles
Cycles	1

4.7.Obtenção das soluções no Software Ansys

As soluções obtidas pelas opções “Stress Equivalent vonMises” e “Deformation” pelo software Ansys, encontram-se ilustradas nas figuras seguintes.

A figura 61, representa a tensão sofrida pela biqueira “original” enquanto que a figura 62 representa a deformação sofrida no final do ensaio.

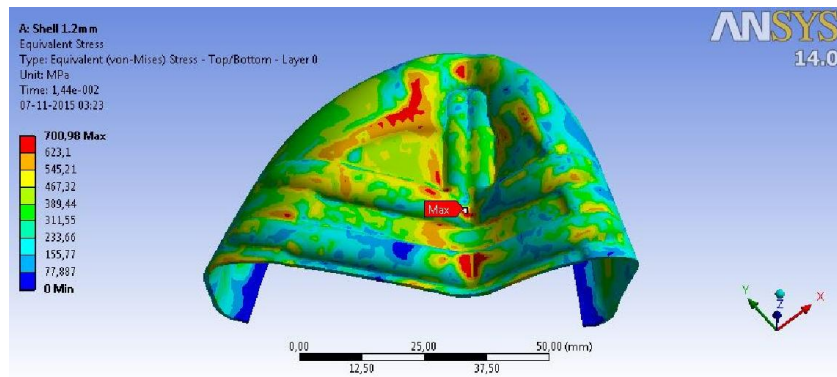


Figura 61 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira “original”

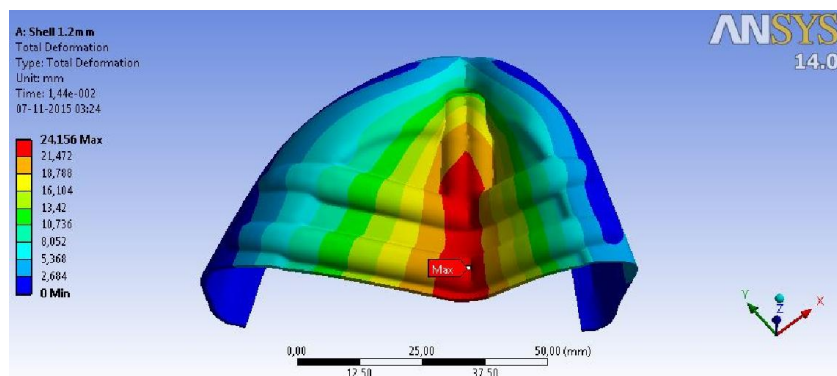


Figura 62 - Deformação ocorrida na biqueira “original”

4.7.1. Alternativas

Neste ponto só iremos visualizar as alternativas onde ocorreu uma melhoria geométrica, que será analisada no ponto seguinte (4.8). Os resultados obtidos para restantes propostas encontram-se no Anexo D.

4.7.1.1. “Shell_+10%”

A figura 63, representa a tensão sofrida pelo componente e a figura 64 a deformação sofrida pelo mesmo.

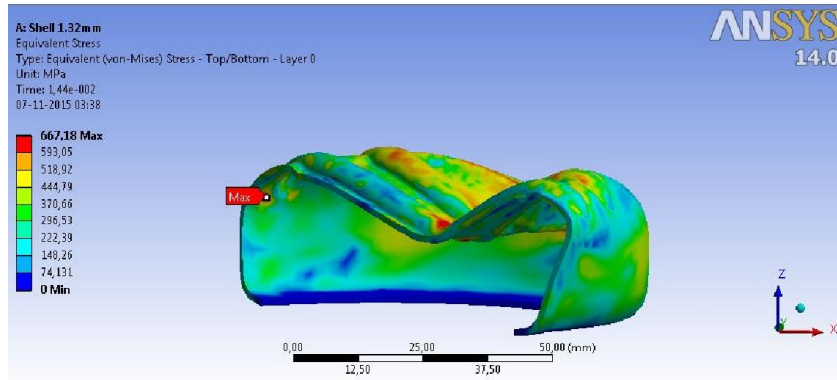


Figura 63 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira "Shell_+10%"

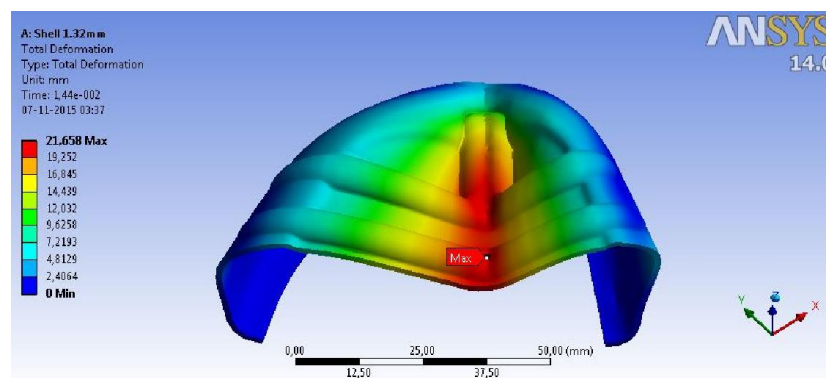


Figura 64 - Deformação ocorrida na biqueira "Shell_+10%"

4.7.1.2. "Shell_Ref_+15%"

A figura 65, representa a tensão sofrida pelo componente e a figura 66 a deformação sofrida pelo mesmo.

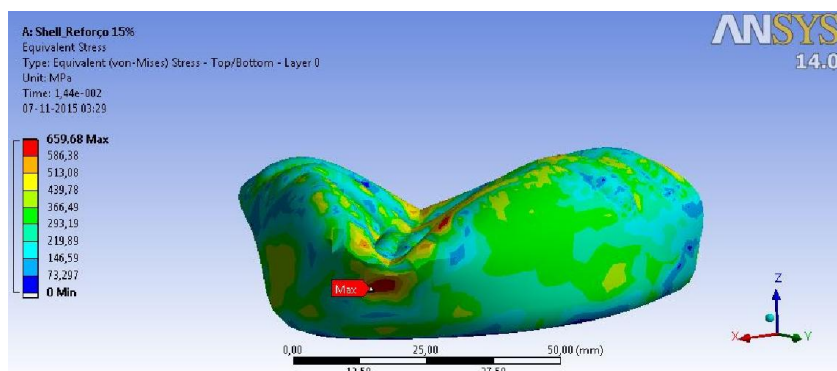


Figura 65 - Tensão equivalente segundo vonMises na biqueira "Shell_Ref_+15%"

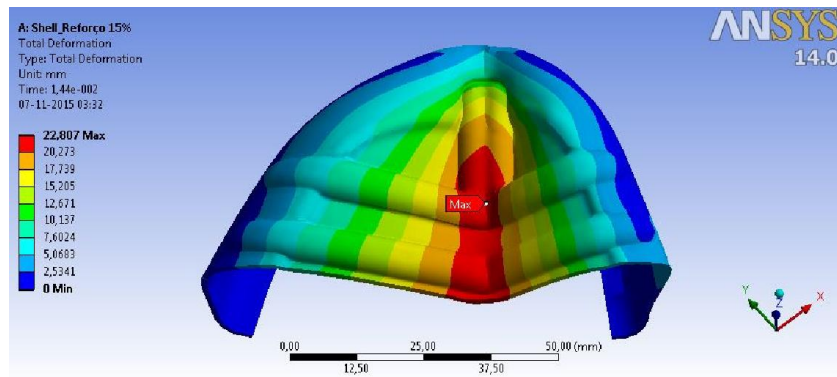


Figura 66 - Deformação ocorrida na biqueira "Shell_Ref_+15%"

4.8. Resultados

De modo a obter a informação necessária para a construção dos gráficos foi utilizada uma ferramenta do software Ansys, a opção “Probe”. Através desta opção obtemos os dados calculados pela solução da análise. De forma a obtermos a força empregue pelo punção durante análise numérica de impacto, seleccionamos o punção com a opção “probe” e obtemos a aceleração sofrida pelo punção, assim como a deformação provocada na biqueira.

Recorrendo à segunda lei de Newton, equação 68, é obtida a força imposta pelo punção durante o ensaio através da sua aceleração, uma vez que esta vai variando com o tempo, iremos verificar quais as variações que ocorrem e o motivo destas ocorrerem e em que locais.

$$F = ma \quad (68)$$

Obtida a força imposta pelo punção e a deformação sofrida pela biqueira, tabela 26, construíram-se gráficos Força-Tempo, Deformação-Tempo e Força-Deformação. Os gráficos obtidos encontram-se expostos no ponto seguinte.

Tabela 26 - Exemplo dos dados obtidos para biqueira "original"

Shell 1,2 mm			
s	mm	m/s²	N
tempo	Deformação	Aceleração	Força
1,18E-38	0	0	0
8,64E-05	0,38641	0	0
1,44E-04	0,64404	0	0
2,59E-04	1,1592	0	0
3,46E-04	1,5455	30,81	616,2
3,74E-04	1,6743	31,645	632,9
-	-	-	-
7,98E-03	25,062	801,61	16032,2
8,01E-03	25,091	802,92	16058,4
8,09E-03	25,173	799,55	15991
8,12E-03	25,199	800,17	16003,4
8,18E-03	25,249	801,66	16033,2
8,21E-03	25,273	801,99	16039,8
8,24E-03	25,297	804,51	16090,2
8,29E-03	25,341	801,62	16032,4
8,32E-03	25,363	799,4	15988
8,35E-03	25,384	803,18	16063,6
8,41E-03	25,423	803,46	16069,2
8,44E-03	25,442	804,76	16095,2
8,47E-03	25,46	807,09	16141,8
-	-	-	-
1,42E-02	23,255	0	0
1,42E-02	23,239	0	0
1,43E-02	23,207	0	0
1,43E-02	23,191	0	0
1,43E-02	23,158	0	0
1,44E-02	23,126	0	0

Através do gráfico da evolução da deformação (figura 67), verificamos que a primeira alternativa não promoveu melhorias significativas em relação à biqueira “original”. Os valores da biqueira “Shell_Ref_5%” e “Shell_Ref_+10%” encontram-se próximos da biqueira 1,2 mm.

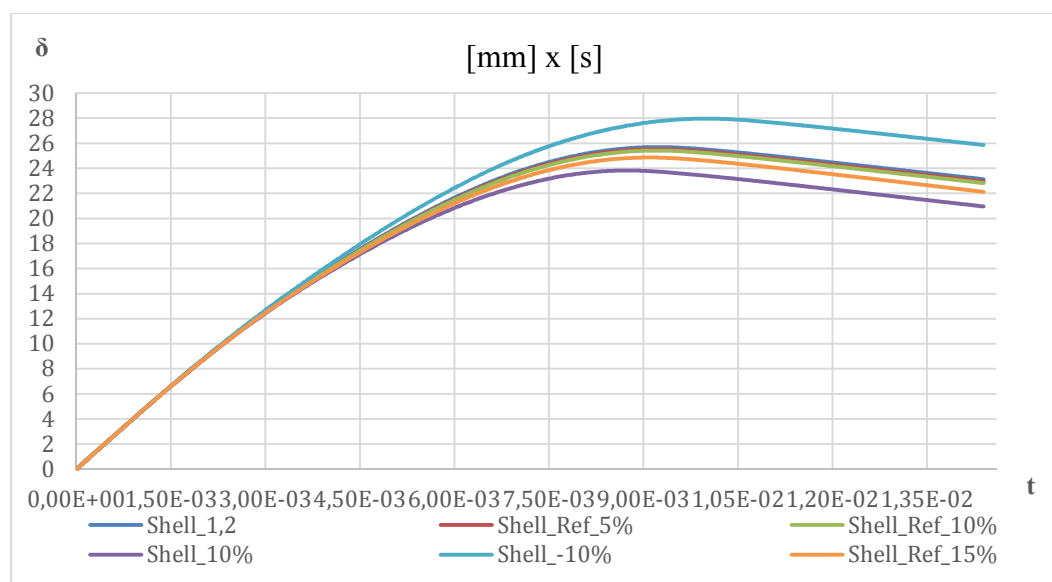


Figura 67 - Curvas deformação-tempo

No caso da segunda alternativa, verificamos que ocorreram alterações. A alternativa de “Shell_-10%” apresentou valores superiores de deformação quando comparada com a biqueira 1,2 mm, como esperado.

Em contrapartida, a alternativa de “Shell_+10%” obteve um melhoramento a nível da deformação, onde se verificou uma deformação menor que na biqueira “original”.

Através dos resultados obtidos, figura 68 verifica-se que existem propostas em que não é verificada uma melhoria satisfatória, que permita garantir uma melhoria geométrica na biqueira. No entanto existem resultados onde se verifica uma alteração na curva de resistência obtida, quando comparados com os resultados obtidos na biqueira “original” de 1,2 mm. Isto acontece nos casos da segunda alternativa e terceira alternativa, que serão discutidos de seguida. As curvas obtidas nas alternativas onde não ocorreu uma melhoria geométrica significativa, encontram-se no Anexo E.

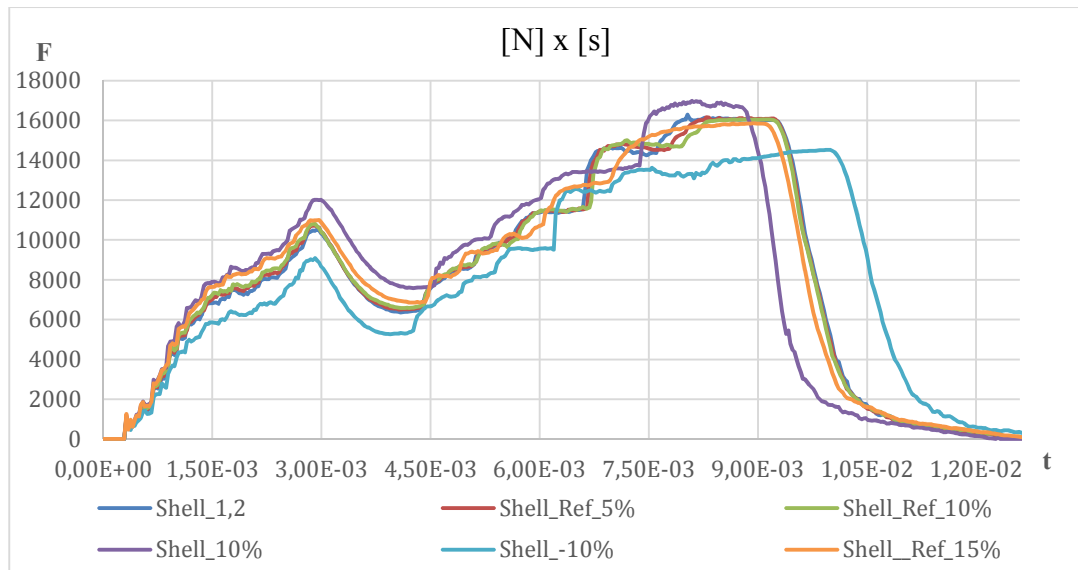


Figura 68 - Curvas força-tempo

4.9. Discussão dos Resultados

Os locais mais solicitados pelo ensaio, no caso da biqueira de 1,2 mm, são as zonas centrais superior e inferiores e a zona lateral superior.

De forma a verificar as melhorias geométricas obtidas pelas alternativas e quais os locais mais solicitados no decorrer do ensaio de impacto, é necessário ter conhecimento desses mesmos locais, na biqueira 1,2 mm. Para assim se verificar se ocorreu ou não uma melhoria geométrica nos locais mais solicitados pela biqueira 1,2 mm.

Como podemos verificar através dos resultados obtidos pelo software Ansys, na solução “Stress vonMises”, existem locais onde a força de embate não é sentida, ou é sentida com menos intensidade. Tal facto deve-se à propagação da onda de tensão efetuada pelo punção de embate.

As figuras 70, 71, 72, 73, 74 e 75 representam a sequência dos pontos assinalados na curva da figura 69, de forma a entender quais os locais mais solicitados.

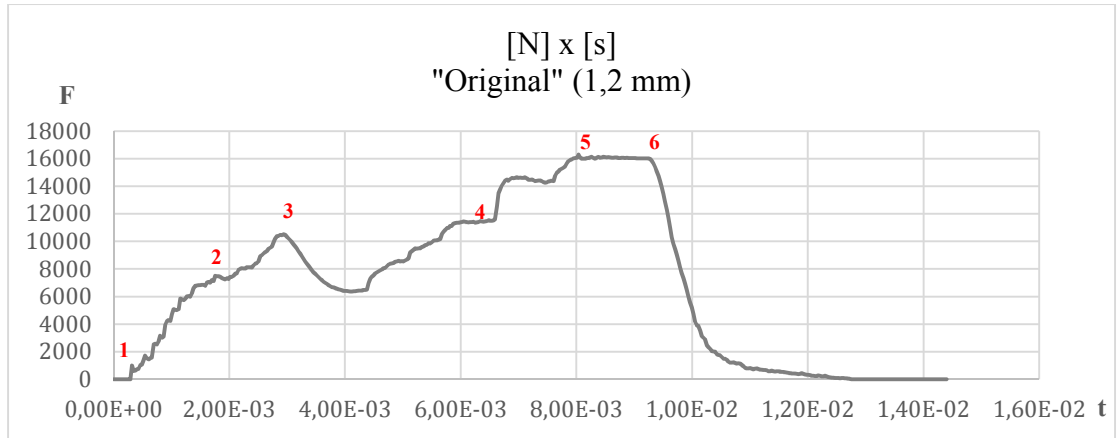


Figura 69 - Curva força-tempo obtida na biqueira "original"

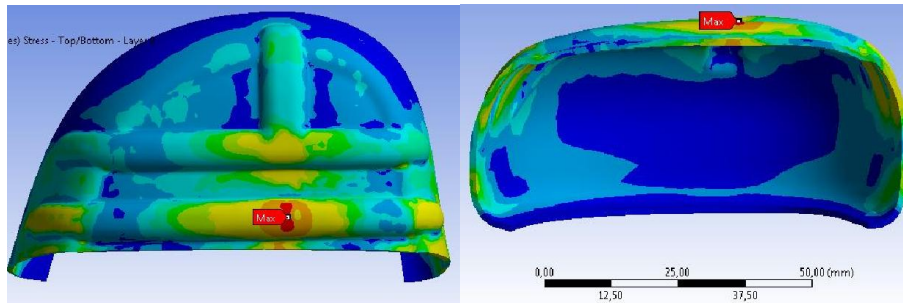


Figura 70 - Ponto 1 da curva

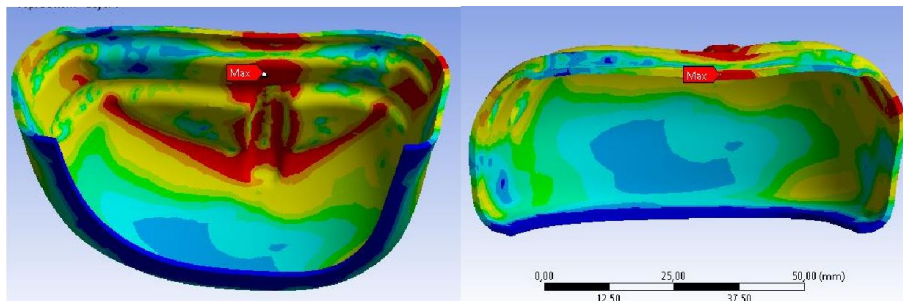


Figura 71 - Ponto 2 da curva

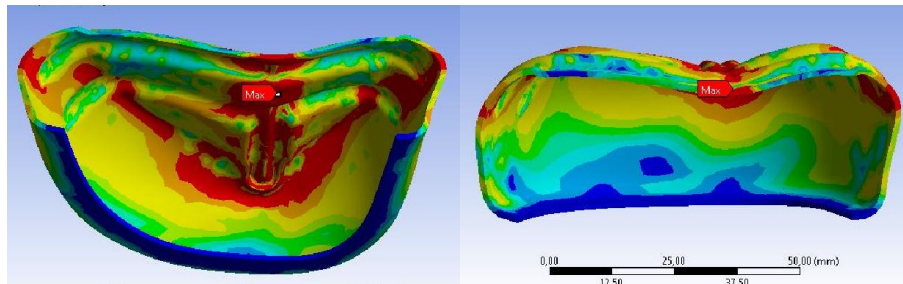


Figura 72 - Ponto 3 da curva

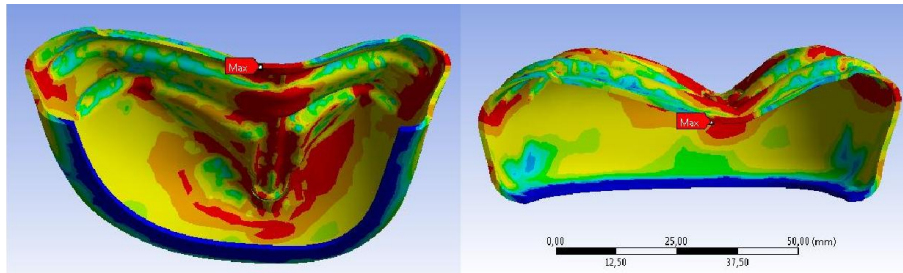


Figura 73 - Ponto 4 da curva

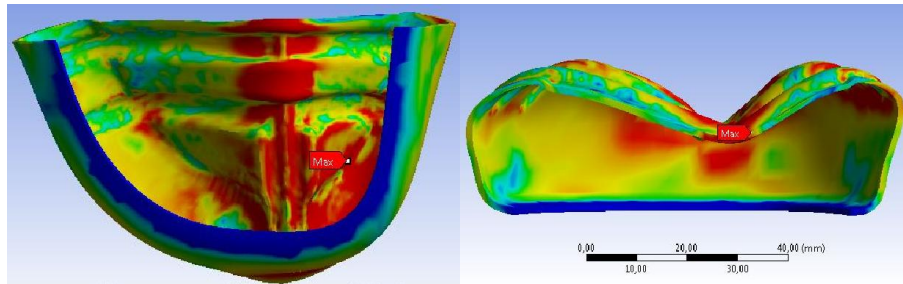


Figura 74 - Ponto 5 da curva

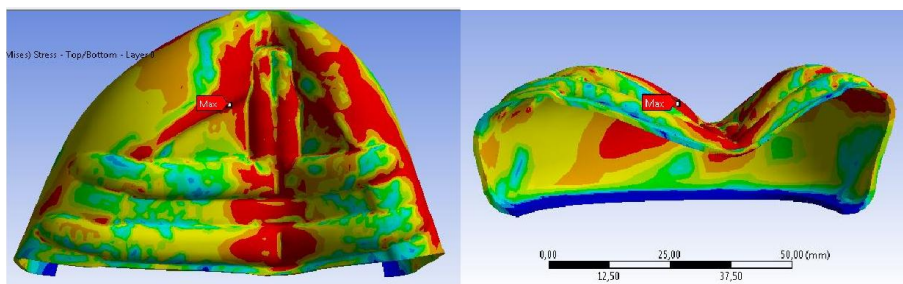


Figura 75 - Ponto 6 da curva

4.9.1. Alternativas

Através dos resultados obtidos foram obtidas melhorias geométricas obtidas pela segunda e pela terceira alternativa, e quais os locais mais solicitados pelo ensaio de impacto, de forma a entender se ocorreram alterações nos locais que oferecem maior resistência em relação à biqueira “original”.

Na segunda alternativa a espessura da biqueira foi modificada em -10% e +10% em relação à biqueira “original” de 1,2 mm.

No caso da terceira alternativa, a alteração da espessura foi efetuada localmente, como foi mencionado anteriormente.

Através dos resultados obtidos pelas propostas iremos verificar quais os locais onde ocorreram melhorias geométricas e quais os novos locais mais solicitados pelo ensaio de impacto, com o objetivo de entender que zonas oferecem maior resistência.

No caso da segunda alternativa, a espessura foi modificada em -10% e +10% em relação à biqueira “original” de 1,2 mm. Os resultados obtidos na biqueira de “Shell_-10%”, com uma espessura de 1,08mm, foram de acordo com o esperado, um aumento significativo da deformação e uma menor contribuição de resistência pelo componente, devido à sua menor espessura.

No caso da terceira alternativa, a alteração da espessura foi efetuada ainda mais localmente quando comparada com a primeira alternativa. Esta alternativa surgiu devido aos resultados obtidos pela primeira alternativa, onde não se verificaram grandes alterações de comportamento, e devido a uma zona específica onde ocorreram grandes solicitações mecânicas sofridas pela primeira alternativa e pela biqueira “original”.

A curva de resistência obtida para a biqueira de “Shell_+10%” e para a biqueira reforçada localmente com uma espessura de 1,38 (“Shell_Ref_15%”) é possível verificar um aumento de resistência geométrica localizada no primeiro pico, sendo necessário uma maior intensidade de energia de impacto para deformar a estrutura. Este comportamento deve-se ao aumento da espessura que irá contribuir com uma maior resistência em relação à biqueira “original”. No entanto a biqueira “Shell_+10%” garantiu uma resistência maior, apesar de ter uma espessura menor no local de reforço, esta variação deve-se à zona central onde, no caso da biqueira “Shell_Ref_+15%”, não foi alterada a espessura, mantendo-se assim os 1,2 mm. Mas verifica-se um aumento de resistência dos reforços na biqueira de “Shell_Ref_+15%”.

4.9.1.1. “Shell_+10%”

No segundo pico de resistência, a resistência varia de forma diferente consoante as alternativas apresentadas. Neste ponto irá verificar-se individualmente, por alternativa, quais os locais que contribuem para essas alterações significativas.

Na biqueira com espessura de 1,32 mm, que corresponde à alternativa “Shell_+10%”, o segundo pico de resistência vai variando com o tempo, o que se deve aos locais atingidos pelo embate nesse dado momento de tempo. Os locais que contribuem com maior resistência são a zona central e a frontal, no entanto num

determinado intervalo de tempo ($7,23E-3$ s), verifica-se um grande aumento de resistência quando comparado com a alternativa “Shell_Ref_+15%”, ver gráfico 75. Como iremos verificar no ponto seguinte (“Shell_Ref_+15%”), esse aumento deve-se a uma zona específica, parede interna lateral e isto não acontece no caso “Shell_Ref_+15%”.

Posto isto verifica-se que os locais solicitados no caso da biqueira 1,2 mm foram alterados, garantindo um melhoramento geométrico em certos locais, como o caso da zona lateral superior (figura 75). No caso da biqueira “Shell_+10%” não se verificou um aumento da resistência com a mesma intensidade de força.

As figuras 77, 78, 79, 80 e 81 ilustram a sequência dos pontos assinalados na figura 76, para o caso da biqueira “Shell_+10%”.

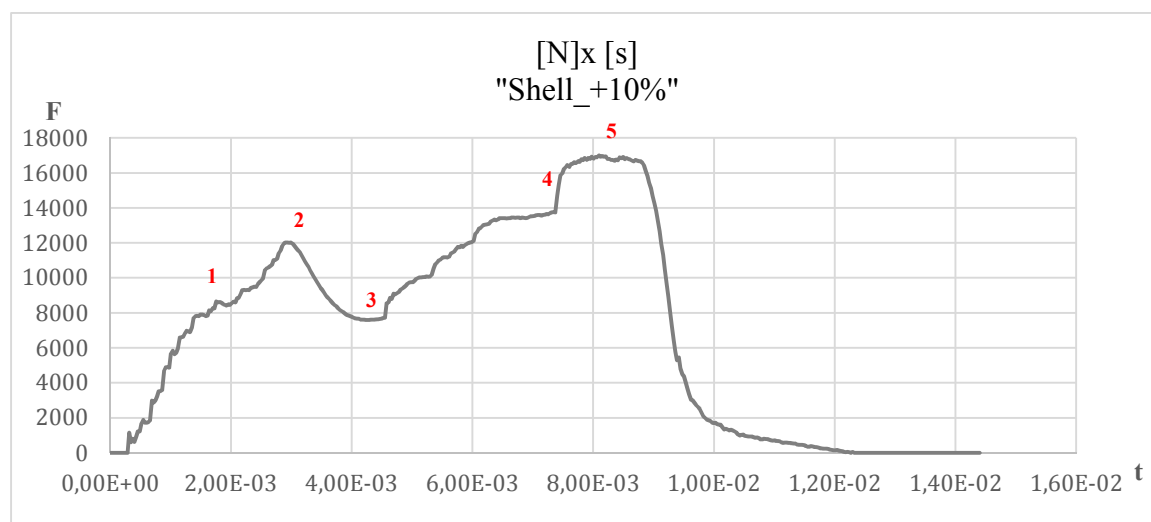


Figura 76 - Curva força-tempo obtida na biqueira "Shell_+10%"

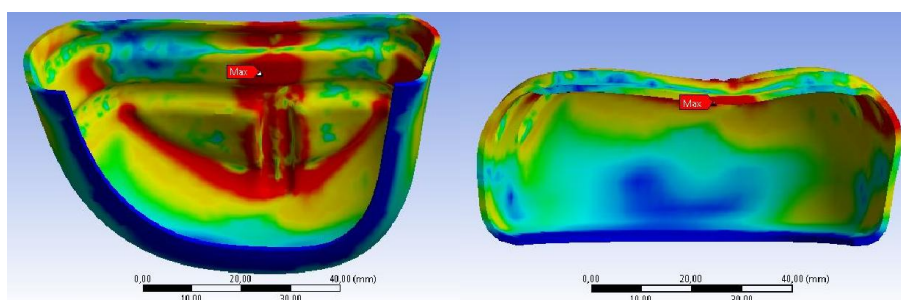


Figura 77 - Ponto 1 da curva "Shell_+10%"

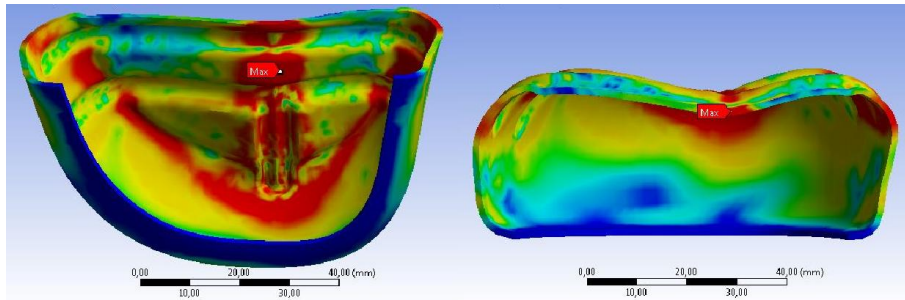


Figura 78 - Ponto 2 da curva "Shell_+10%"

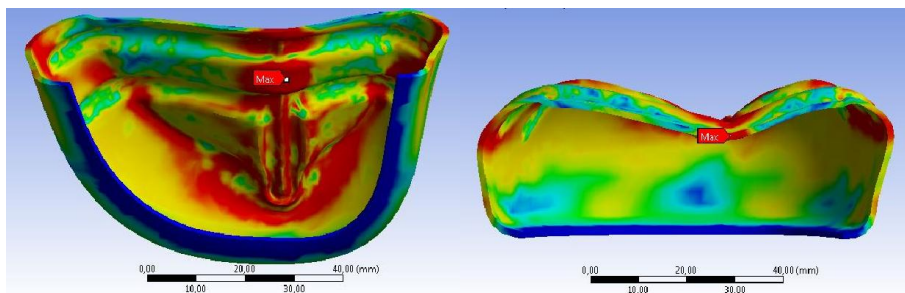


Figura 79 - Ponto 3 da curva "Shell_+10%"

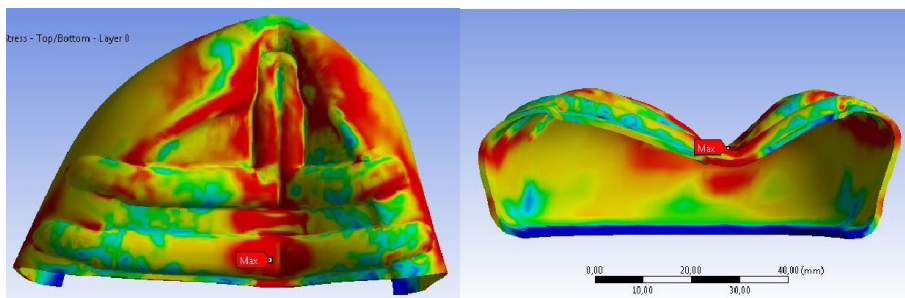


Figura 80 - Ponto 4 da curva "Shell_+10%"

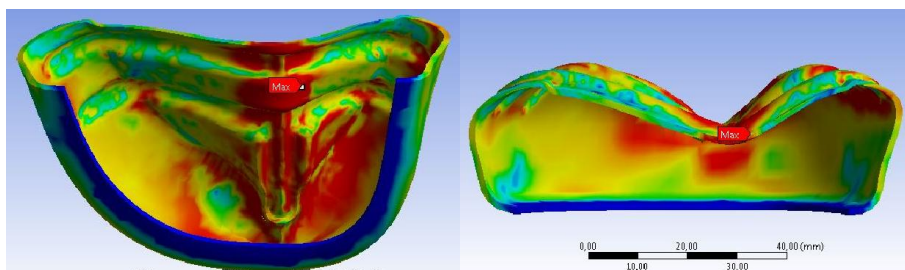


Figura 81 - Ponto 5 da curva "Shell_+10%"

4.9.1.2. “Shell_Ref_+15%”

No caso “Shell_Ref_15%”, no segundo pico de resistência verifica-se uma maior resistência local quando comparada com a biqueira de 1,2 mm. No entanto,

resistiu menos em relação à alternativa de “Shell_+10%”, o que se deve ao maior volume na zona central, uma vez que é o único local onde a espessura é maior que no caso “Shell_Ref_15%”. Porém, após verificar localmente as zonas de maior solicitação impostas pelo punção, verifica-se que toda a resistência imposta pela biqueira de “Shell_Ref_+15%” se encontra na zona central, ao contrário da biqueira 1,2 mm e biqueira com aumento de +10% (“Shell_+10%”). As figuras 83, 84, 85, 86 e 87 ilustram a sequência dos pontos assinalados na figura 82, para o caso da biqueira “Shell_Ref_+15%”.

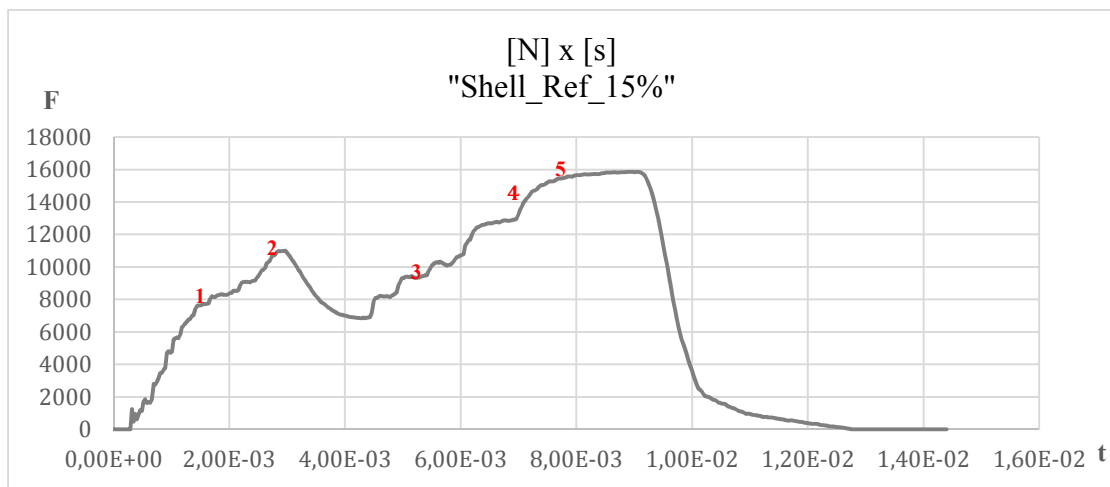


Figura 82 - Curva força-tempo obtida na biqueira "Shell_Ref_+15%"

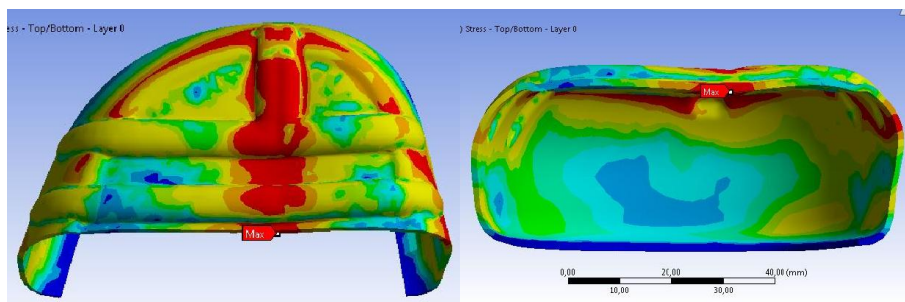


Figura 83 - Ponto 1 da curva "Shell_Ref_+15%"

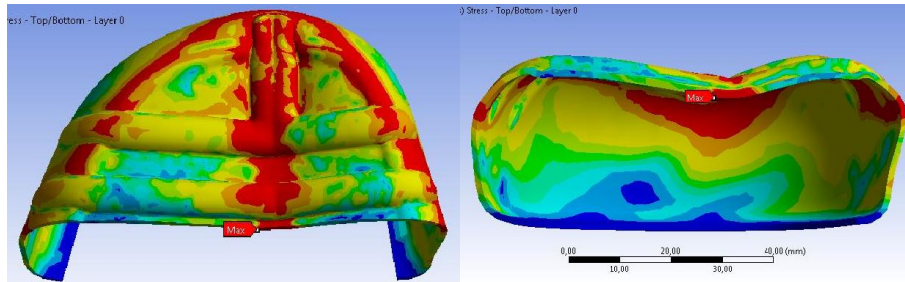


Figura 84 - Ponto 2 da curva "Shell_Ref_+15%"

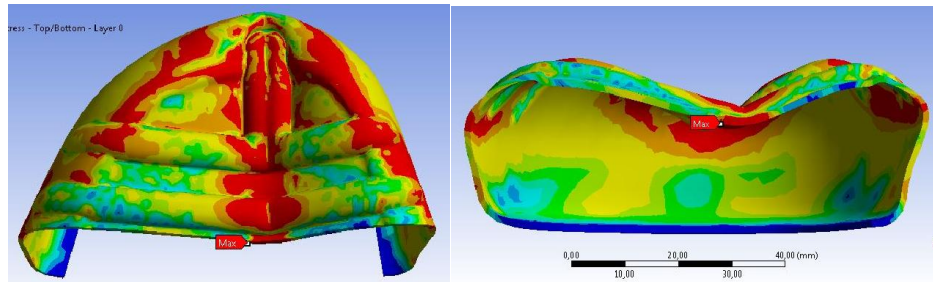


Figura 85 - Ponto 3 da curva "Shell_Ref_+15%"

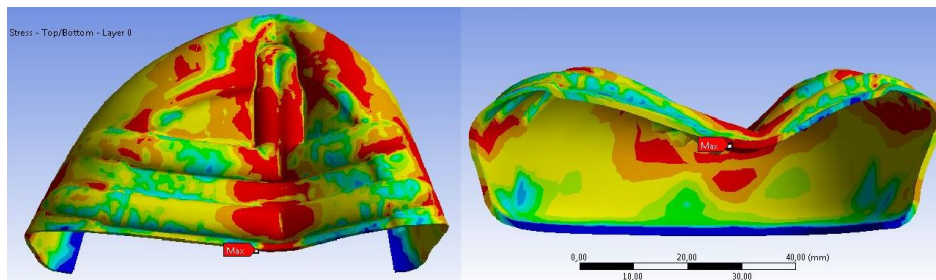


Figura 86 - Ponto 4 da curva "Shell_Ref_+15%"

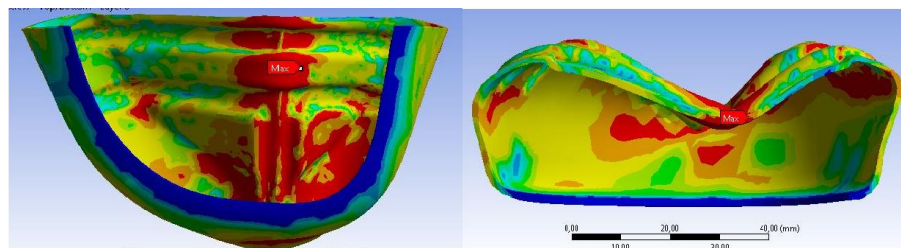


Figura 87 - Ponto 5 da curva "Shell_Ref_+15%"

É possível verificar que foi possível efetuar um melhoramento geométrico na zona superior/inferior central da biqueira.

Neste ensaio o local que contribuiu com maior resistência foi a zona superior/inferior central, não se verificando grandes solicitações nas paredes laterais ou lateral

superior. No entanto, apresenta menor rigidez geométrica quando comparada com a alternativa “Shell_+10%” devido ao aumento da espessura por toda a biqueira.

Foi possível verificar que é possível melhorar os comportamentos dos componentes através de alterações/melhorias geométricas.

A deformação sofrida no primeiro pico de resistência no caso da “Shell_+10%” (figura 88) é maior do que no caso “Shell_Ref_15%” (figura 89), isto deve-se à maior espessura do local dos reforços.

Já no segundo pico, confirma-se que a biqueira “Shell_Ref_15%” (figura 89) tem uma deformação maior quando comparada com a biqueira “Shell_+10%” (figura 88).

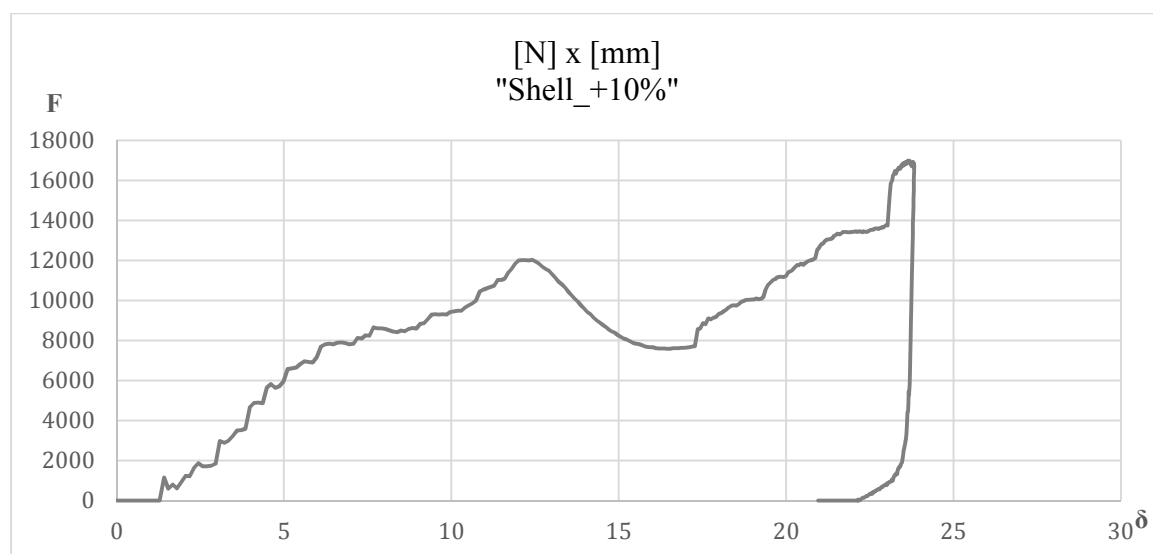


Figura 88 - Curva força-deformação obtida na biqueira "Shell_+10%"

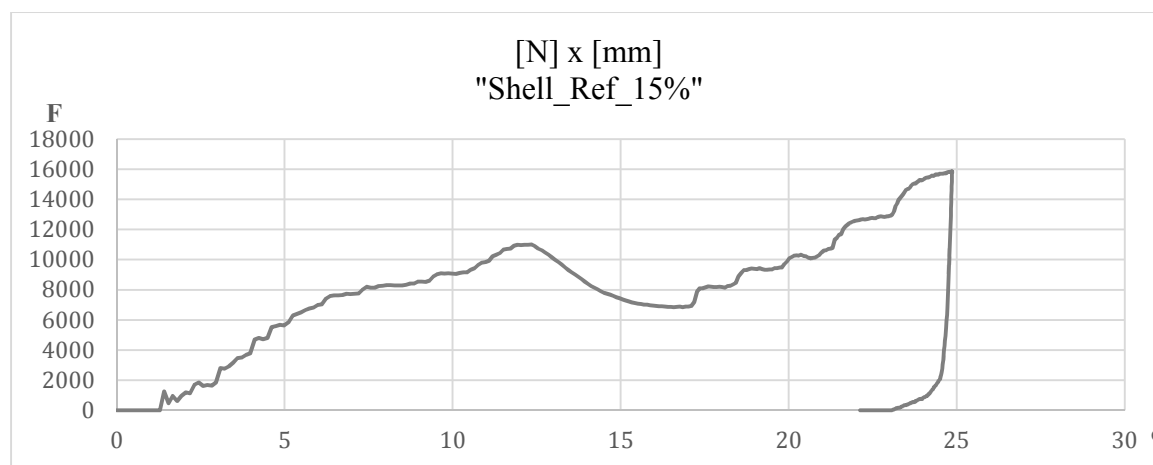


Figura 89 - Curva força-deformação obtida na biqueira "Shell_Ref_+15%"

Isto acontece devido à maior espessura por toda a área de impacto, contribuindo com uma maior resistência à deformação por toda a biqueira, obtendo-se assim uma menor deformação por parte da biqueira “Shell_+10%” no final do ensaio, ver tabela 27.

Tabela 27 - Variação dos valores da deformação durante ensaio

1º Pico de Resistência		
Original [mm]	“Shell_+10%” [mm]	“Shell_Ref_+15%” [mm]
12,334	12,2111	11,933
Final da análise numérica		
Original [mm]	“Shell_+10%” [mm]	“Shell_Ref_+15%” [mm]
23,126	20,955	22,123

5. Conclusão e Propostas Futuras

Biqueira é um componente essencial no calçado de segurança, de forma a garantir o conforto necessário durante a sua utilização e com o objetivo de proteger os pés do trabalhador. O peso da biqueira está ligada à ergonomia, conforto da utilização da biqueira, muitas vezes contribuindo para a fadiga durante o trabalho. A escolha do tipo de biqueira a ser empregue no calçado de segurança depende muitas vezes do tipo de trabalho que o trabalhador irá efetuar. A utilização de biqueiras de aço, em certos ambientes de trabalho não devem ser utilizadas, como trabalhos que tenham interação magnética e/ou condutores elétricos. Desse modo existem alternativas de biqueiras, como o caso da biqueira de alumínio e a de material compósito.

Com o objetivo de aumentar a capacidade de absorção de energia proposta pela norma e com o objetivo de reduzir o peso, de forma a garantir uma menor fadiga no local de trabalho, são desenvolvidos estudos de forma a se obter uma biqueira com menor peso, utilizando uma alternativa de material, como o caso do aço dual-phase e uma geometria alternativa de forma a reduzir a espessura e o peso sem alterar o comportamento desejado pelo componente, biqueira.

Nesta dissertação foram estudadas três alternativas, com o objetivo de propor um melhoramento geométrico numa biqueira de aço utilizada em calçado de segurança. Estas alternativas foram divididas em dois grupos, no primeiro grupo há um melhoramento geométrico localmente nas zonas dos reforços, aumentando a espessura somente nesse local de forma a garantir uma melhor capacidade de resistir a um ensaio de impacto de acordo com a norma, e no segundo grupo o melhoramento foi efetuado através de um aumento da espessura por toda a biqueira.

No primeiro grupo o aumento da espessura nos reforços foi de 5% (“Shell_Ref_+5%”), 10% (“Shell_Ref_+10%”) e 15% (“Shell_Ref_+15%”) em relação a espessura da biqueira. No entanto, só o caso da biqueira com um aumento de +15% nos reforços (“Shell_Ref_+15%”) originou um melhoramento geométrico. As outras alternativas não apresentaram grandes variações em relação à biqueira normal, ambas apresentaram os mesmos locais de maior solicitação e as deformações obtidas foram semelhantes assim como a resistência criada por elas.

No caso do segundo grupo, a variação de espessura foi efetuada por todo o componente, de “Shell_-10%” (1,08 mm) a “Shell_+10%” (1,32 mm). Como esperado, a alternativa “Shell_-10%” não apresentou resultados satisfatórios, a sua

deformação foi superior e a sua resistência foi inferior em relação a todas as alternativas mencionadas. Devido à sua espessura, não garantindo a mesma resistência ao impacto. No caso da biqueira com o aumento de +10% (“Shell_+10%”), foi verificado um melhoramento geométrico, a deformação foi menor e a sua resistência foi superior a todas as outras alternativas. Os locais de solicitação focaram-se na zona central. Desta forma a zona central cria uma maior resistência ao movimento efetuado pelo punção de impacto, não colocando outras áreas em risco de se deformar, nem colocando em risco o equipamento.

Devido às suas limitações, o material também apresenta um papel importante na conceção de componentes. Deste modo deve ter-se sempre em conta o tipo de material a utilizar, de acordo com o tipo de solicitações a que o componente vai estar sujeito. No caso da presente dissertação, o material utilizado foi um aço dual-phase, mais propriamente o Docol DP800. Como foi mencionado anteriormente este aço apresenta maior capacidade de absorção e de conformabilidade em relação aos aços normais, sendo assim capaz de se conformar peças com geometrias complexas como é o caso da presente biqueira, com reforços localizados na zona superior da mesma.

Devido ao aumento tecnológico, surgiram softwares especializados de auxílio para o mundo da engenharia, como o caso das ferramentas CAD, ANSYS, entre outros. Este software permitem estudar alternativas de conceção de componentes, através de análises efetuadas com o auxílio de estudos numéricos. Estes apresentam um papel importante durante o desenvolvimento de componentes, sem ser necessário recorrer a ensaios destrutivos/experimentais que acarretam custos e desperdícios de material. Desta forma fica mais fácil estudar componentes, escolhendo o tipo de comportamento que se pretende estudar e verificar as alterações ocorridas no componente e só depois validá-las com ensaios experimentais.

Através dos resultados obtidos pelas análises numéricas verificou-se que é possível alterar o tipo de comportamento de um componente sem alterar o seu material, é possível alterar o comportamento através de melhorias na geometria do componente. As biqueiras de “Shell_+10%” e a biqueira com reforço de +15% (“Shell_Ref_+15%”) obtiveram melhorias significativas no seu comportamento quando solicitadas a ensaios de impacto. O fenómeno de impacto é característico por depender do tempo e por ser um impulso elevado num curto espaço de tempo, desta forma existem regiões dos componentes onde esse impulso é sentido com menos intensidade ou até não são solicitadas com grandes intensidades de força. No caso das

duas alternativas mencionadas anteriormente, verifica-se que existem locais onde não ocorreram grandes solicitações quando comparadas com a biqueira “original”. Um dos locais onde a solicitação é sentida com menos intensidade é na parede lateral, no caso de “Shell_+10%” e “Shell_Ref_+15%”.

A biqueira de 10% apresentou melhor comportamento por todo o componente, uma vez que a sua espessura foi aumentada em 10% em relação à “original”. Já no caso da biqueira “Shell_Ref_+15%”, apresentou maior resistência inicial em relação à “original”, mas menor que o caso “Shell_+10%”, devido às zonas onde não ocorreram alteração da espessura, contribuindo nessas zonas com uma menor resistência. Ambas as alternativas se apresentam como uma alternativa em relação à “original”.

Para desenvolvimento de trabalhos futuros, seria importante estudar o comportamento da biqueira utilizando aços de terceira geração, outra alternativa passa por alterar a configuração dos “reforços”, por exemplo um aumento da área do primeiro “reforço”, uma vez que é o local mais solicitado durante o ensaio de impacto na biqueira. Também seria importante verificar o comportamento da biqueira com uma alteração da espessura na zona dos “reforços” de uma forma diferenciada, uma vez que o primeiro “reforço” é o mais solicitado durante todo o ensaio, de forma a entender se ocorreria uma melhoria significativa. Poderia verificar-se o comportamento da biqueira com um aumento da espessura de toda a zona superior, outra alternativa passa pela variação da espessura na parede lateral, uma vez que no aumento de Shell_+10% esse local foi afetado na zona frontal interior e de forma a não arquear tanto contribuindo contra a deformação provocada na parede lateral.

6. Referências Bibliográficas

- [1] - <https://workplaceprotectiveclothing.wordpress.com/2013/12/19/the-history-of-safety-boots/> Acedido em: 20/08/2015
- [2] - Miguel, A. S. S. R. Manual de Higiene e Segurança no Trabalho. Porto Editora, 11ªEd, 2010.
- [3] - CEN, Foot and Leg Protectors - Requirements and Test Methods for Toecaps and Penetration Resistant Inserts, 2010.
- [4] - Allard, A. B. U.S. Patent No. 2, 079, 237. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 1937.
- [5] - Almaguer, R., Ruiz, F. C., Aragon, C. A. F., Guzman, R. Z., Medina, R. A. A. e Guerrero, C. V. European Patent No. EP 2223621. Munich, Germany: European Patent Office, 2010.
- [6] - Deka, L. J., Bartus, S. D. e Vaidya, U. K. Multi-site impact response of S2-glass/epoxy composite laminates. *Composites Science and Technology*, 69(6), 725-735, 2009.
- [7] - Kuhn, M., Nowacki, J. e Himmel, N. Development of an innovative high performance FRP protective toe cap. *Journal of Materials: Design and Applications*, 219(2), 91-109, 2005.
- [8] - Costa, S. L., Mendonça, J. P. e Peixinho, N. Numerical Simulation of Quasi-Static Compression Behavior of the Toe Cap Component for Safety Footwear. *International Journal of Computer Theory and Engineering*, 6(4), 2014.
- [9] - Lee, S. M., Lim, T. S. e Lee, D. G. Damage tolerance of composite toecap. *Composite Structures*, 67, 167-174, 2005.
- [10] - William, W. S. Process of making steel toe boxes. US 2533528 A, 1948.
- [11] - Frulla, C. Apparatus and method for producing toe caps for safety shoes. US 20040154779 A1, 2001.
- [12] - Williams, J. L. Plastic toe cap and method of making. US 6367170 B1, 2000.
- [13] - IISI, Advanced High Strength Steel (AHSS) – Application Guidelines, Version 3, AISI, Southfield, 2006.
- [14] - Gorni, A., Aços Avançados de Alta Resistência: Microestrutura e Propriedades Mecânicas, 5º Congresso de Corte e Conformação de Metais, São Paulo, 2009.

[15] - Mayra, M. e Gayden, X. Development of Requirements for Resistance Spot Welding Dual-Phase (DP-600) Steels Part 1 – The Causes of Interfacial Fracture, *Welding Journal*, 84, 172-178, 2005.

[16] - Carlsson, B., Larsson, J. e Nilsson, T. Dual-Phase Steels for Auto Body: Design Forming and Welding Aspects. SSAB Tunplatt AB, Borlange, Sweden, 2005.

[17] - Davies, R. G. On the Ductility of Dual Phase Steels: Formable HSLA and Dual-Phase Steels.

[18] - Trowsdale, A. J. e Pritchard, S. B. Dual Phase Steel – High Strength Fasteners Without Heat Treatment, Corus Construction & Industrial, UK.

[19] - Davies, R. G. Influence of Martensite Composition and Content on the Properties of Dual Phase Steels, *Metallurgical Transactions*, 9, 671-679, 1978.

[20] - Ferreira, S. R. e Vieira, L. S. Avaliação da Soldabilidade a Pontos de Aços Dual Phase Revestidos. In: XV Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, 2006.

[21] - Matlock, D. K., Zia Ebrahimi, F. e Krauss, G. Structure, Properties, and Strain Hardening of Dual-Phase Steels. American Society of Metals, 47-87, 1982.

[22] - Abdalla, A. J. e Monteiro, W. A. Modelo de Discordâncias em um aço ARBL Submetido à Fadiga. Congresso Ibero-americano de Metalurgia e Materiais, Havana, Cuba, 2006.

[23] - Martins, P. e Rodrigues, J. Tecnologia Mecânica: Tecnologia da Deformação Plástica, v.1, Escolar Editora, Portugal, 2005.

[24] - Gorni, A.A. & Branchini, O.L.G. Análise da Evolução do Encruamento de um Aço Bifásico. In: 4º Simpósio de Conformação Mecânica. Anais. Escola Politécnica da USP, São Paulo, Novembro 1990, 23-42.

[25] - Barrado, F. S., Melo, T. M. F., Cândido, L.C. e Godefroid, L. B. Efeito de Parâmetros do Recozimento Contínuo nas Propriedades Mecânicas em Tração de Aços Dual Phase. In: 40º Seminário de Laminação, Processos e Produtos Laminados e Revestidos, Vitória, 536-544, 2003.

[26] - Speich, G. R. Physical Metallurgy of Dual-Phase Steels.: Fundamentals of Dual-Phase Steels, 3-46.

[27] - Lee, E.H., Symonds, P.S.; “Large plastic deformations of beams under transverse impact”. *J. Appl. Mech.* 19, 308–314, 1952.

[28] - Johnson, W.; Mamalis, A.G.; “Crashworthiness of Vehicles”. MEP, London, 1978.

- [29] - Jones, N., Wierzbicki, T. (Eds.); “Structural Crashworthiness and Failure”. Elsevier Applied Science, p. 511, 1993.
- [30] - Y. M. Haddad; “Mechanical behavior of engineering materials Vol.2”; Kluwer academic publishers, 2000.
- [31] – Jones, N. Several phenomena in structural impact and structural crashworthiness. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 22, 693–707, 2003.
- [32] - Guoxing, L. e Tongxi, Y. Energy Absorption of Structures and Materials. CRC and Press LLC, 2000.
- [33] - A. M. Bragov, A. K. Iomunov; “Methodological aspects of studying dynamic material properties using the kolsky method”; *Int. J. Impact Engng* Vol. 16, No. 2, pp. 321 330, 1995.
- [34] - H. Kolsky; “Behaviour of materials under dynamic loading”, editado por N. J. Huffington, Jr.; The American Society of mechanical engineers, New York, 1965.
- [35] – Campbell, J. D., *Dynamic Plasticity of Metals*, Springer, Vienna and New York, 1972.
- [36] - Marsh, K. J. e Campbell, J. D., The effect of strain rate on the post-yield flow of mild steel, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 11, 49-63, 1963.
- [37] - Peixinho, N. Introdução à Mecânica do Impacto - Especialização II - Concepção de Estruturas. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, 2008.
- [38] - <http://cursos.unisanta.br/mecanica/ciclo8/Capitulo2-parte1.pdf> Acedido em:09/06/2015
- [39] - Perrone, N. Crashworthiness and biomechanics of vehicle impact, *Dynamic Response of Biomechanical Systems*, ed. N. Perrone, ASME, 1-22, 1970.
- [40] - Lee, W., Shyu, J. e Chiou, S. Effect of strain rate on impact response and dislocation substructure of 6061-t6 aluminum alloy. *Dislocation substructure*, 42(1).
- [41] - Cowper, G. R. e Symonds, P. S. Strain hardening and strain-rate effects in the impact loading of cantilever beams, Brown University Division of Applied Mathematics Report N.28, Setembro, 1957.
- [42] - Symonds, P. S. Survey of Methods of Analysis for Plastic Deformation of Structures under Dynamic Loading, Brown University, Division of Engineering Report BU/NSRDC/1-67, Junho, 1967.

[43] - Bodner, S. R. e Symonds, P. S. Experimental and theoretical investigation of the plastic deformation of cantilever beams subjected to impulsive loading, *Journal of Applied Mechanics*, 29, 719-28, 1962.

[44] - Symonds, P. S. e Chon, C. T. Approximation techniques for impulsive loading of structures of time-dependent plastic behaviour with finite-deflections. *Mechanical Properties of Materials at High Strain Rates*, Institute of Physics Conference Series, 21, 299-316, 1974.

[45] - Forrestal, M. J. e Sagartz, M. J. Elastic-plastic response of 304 stainless steel beams to impulse loads, *Journal of Applied Mechanics*, 45, 685-7, 1978.

[46] - Jones, N. Some remarks on the strain-rate sensitive behavior of shells, *Problems of Plasticity*, ed. A. Sawczuk, Noordhoff, Groningen, 2, 403-7, 1974.

[47] - Campbell, J. D. Dynamic plasticity: macroscopic and microscopic aspects, *Materials Science and Engineering*, 12, 3-21, 1973.

[48] - Nicholas, T. Material behavior at high strain rates. *Impact Dynamics*, ed. J. A. Zukas, *et al*, John Wiley, New York, 8, 277-332, 1982.

[49] - Teixeira-Dias, F., Cruz, J. P., Valente, R. A. F. e Sousa, R. J. A. Método dos Elementos Finitos - Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia. LIDEL, 1ª ed., Portugal, 2010.

[50] - Hinton, E., Wood, R., Binacic, N., White, P. e Hellen, T. Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis, NAFEMS Nonlinear Working Group. Swansea, Reino Unido, 1992.

[51] - Cook, R. D. Finite Element Modeling for Stress Analysis. John Wiley & Sons, University of Wisconsin-Madison, EUA, 1995.

[52] - Ansys. Ansys Mechanical APDL and Mechanical Applications Theory Reference. 2010.

[53] - Genevois, P. Étude expérimentale et modélisation du comportement plastique anisotrope de tôles d'acier en grandes transformations. Tese de Doutoramento, Institut National Polytechnique de Grenoble, França, 1992.

[54] - Stoughton, T. B. A non-associated flow rule for sheet metal forming. *International Journal of Plasticity*, 18, 687-714, 2002.

[55] - ANSYS – Element Reference. Novembro 2009.

[56] - Galbraith, P. C. e Hallquist, J. O. Shell Element Formulations in LS-DYNA3D: Their use in Modelling Sheet Metal Forming, NUMISHEET'93, p.151, Isehra, Japão, 31 de Agosto a 2 de Setembro de 1993.

[57] - Bathe, K. J. Finite Element procedures. New Jersey, Prentice Hall, p.1037, 1996.

[58] - ANSYS LS-DYNA User`s Guide. ANSYS Release 10.0. Agosto 2005

[59] - Moreno, M. E. Metodologia de Otimização Geométrica da Matéria-Prima em Processos de Estampagem Utilizando-se o Método dos Elementos Finitos, Seminário do Ansys, 1999.

[60] - Reis, L. C. Implantação da Simulação Numérica do Processo de Estampagem na Usiminas, Seminário da SmartTech, São Paulo, 2000.

[61] - Vreede, P. T., Carleer, B., Lowes, M. F. M. e Huétink, J. Finite Element Simulation of Sheet Forming Processes with Help of Contact Elements on Small Scale Workstations, NUMISHEET'93, p.253, Isehra, Japão, 31 de Agosto a 2 de Setembro de 1993.

[62] – European Standard. EN 12568. Foot and leg protectors – Requirements and test methods for toecaps and penetration resistant inserts. Maio 2010.

[63] - ANSYS – ANSYS Meshing User`s Guide. Novembro 2013.

A. Anexos

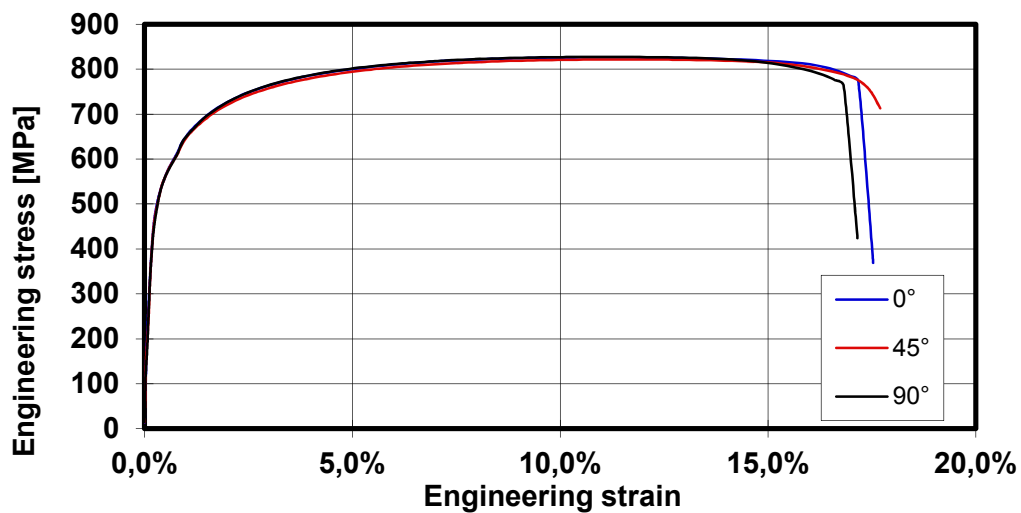
Anexo A (Material Dual-Phase)

Test nr	Test direct.	Th mm	ReH N/mm ²	ReL N/mm ²	Rp0,2 N/mm ²	Rm N/mm ²	A50mm %	A80mm %	r e 10 %)	n Intervale 5-10%
C44525	0°	1,48			544	826	21	17	0,95	0,12
"	45°	1,48			546	822	21	17	0,90	0,12
"	90°	1,48			545	827	20	17	0,92	0,12

r = 0,04

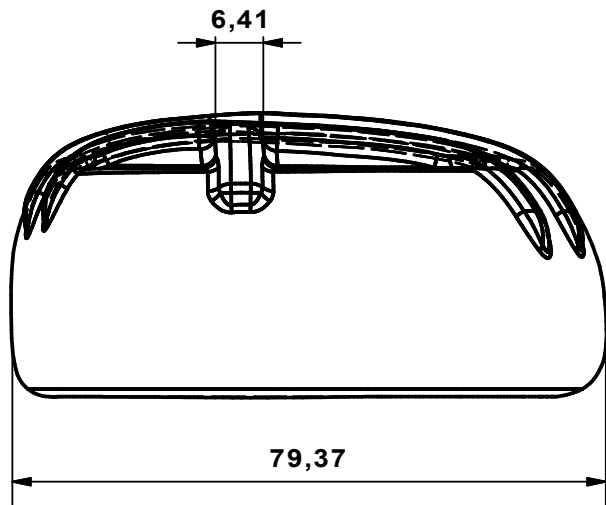
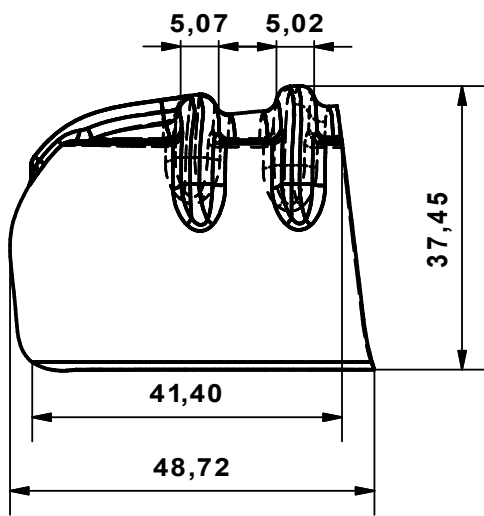
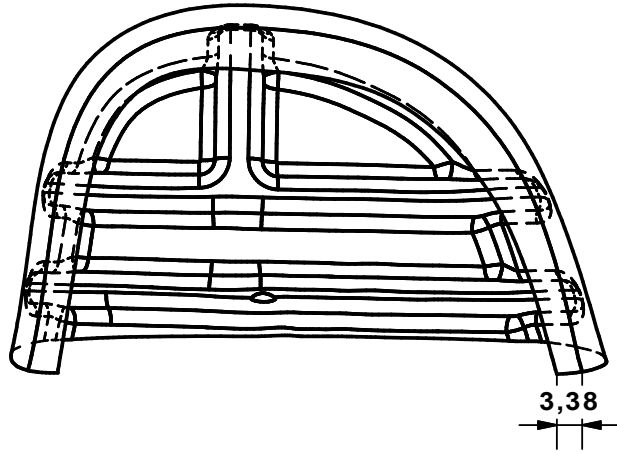
avg = 0,92

Machine	Galdabini Sun 20	Extensometer gauge length $L_e = 80$ mm Parallel length $L_c = 105$ mm Total length $L_t = 250$ mm $b=20$ mm
Date	20/12/05	
Sign.	<i>JA</i>	
Path	P:\UA_Hällf\Dragprov\Kallvalsat\Doc800DP\1.50mm\C44525.xls	
AT-nr	AT 05012	



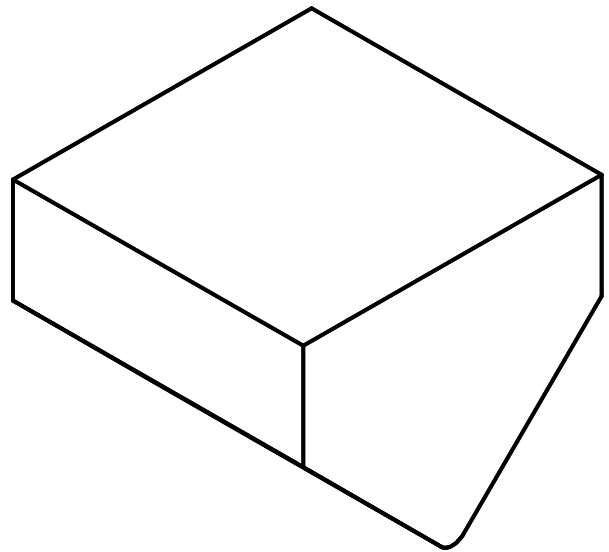
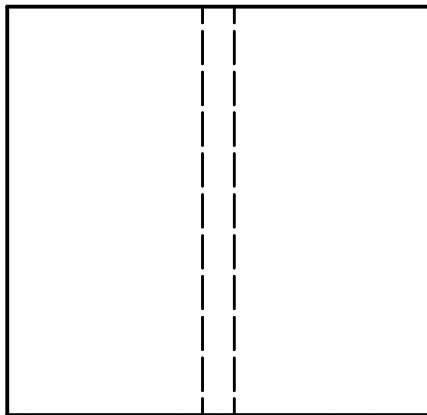
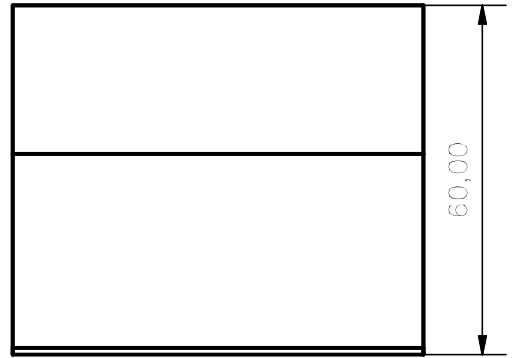
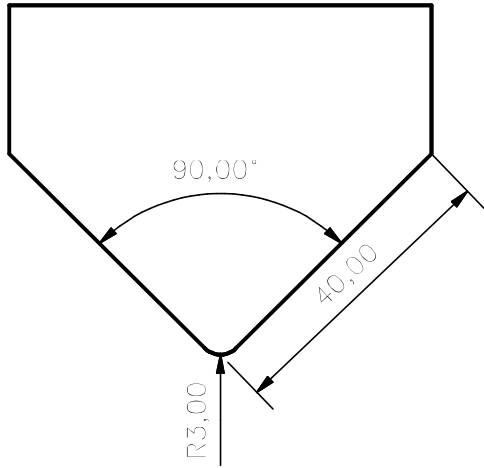
Anexo B (Desenhos Técnicos)

Biqueira



Project.			Universidade do Minho Departamento de Engenharia Mécânica	Dissertação					
Desenh.				Roberto Soares 52787					
Copiou				Biqueira					
Verific.									
Escala									
Toler									
				Substituí:					
				Substituído Por:					

Punção



Project.			Universidade do Minho Departamento de Engenharia Mécânica	Dissertação				
Desenh.				Roberto Soares 52787				
Cópia				Parte				
Verific.								
Escola								
Toler.								
				Substitui:				
				Substituído Por:				

Anexo C (Informação do Software Ansys)

Details of "Surface Body"	
+ Graphics Properties	
- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
<input type="checkbox"/> Thickness	1,2 mm
Thickness Mode	Manual
Offset Type	Top
- Material	
Assignment	DP800
+ Bounding Box	
+ Properties	
+ Statistics	

C1 - Introdução da espessura na biqueira "original"

Details of "Thickness"		Details of "Thickness"	
- Scope		- Scope	
Scoping Method	Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces	Geometry	2 Faces
- Definition		- Definition	
Scope Mode	Manual	Scope Mode	Manual
Thickness	1,26 mm	Thickness	1,32 mm
Offset Type	Middle	Offset Type	Middle
Suppressed	No	Suppressed	No

C2 - Introdução da espessura da biqueira na primeira proposta

Details of "Surface Body"		Details of "Surface Body"	
+ Graphics Properties		+ Graphics Properties	
- Definition		- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No	<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible	Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System	Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment	Reference Temperature	By Environment
<input checked="" type="checkbox"/> Thickness	1,08 mm	<input type="checkbox"/> Thickness	1,32 mm
Thickness Mode	Manual	Thickness Mode	Manual
Offset Type	Top	Offset Type	Top
- Material		- Material	
Assignment	DP800	Assignment	DP800
+ Bounding Box		+ Bounding Box	
+ Properties		+ Properties	
+ Statistics		+ Statistics	

C3 - Introdução da espessura na biqueira da segunda proposta

Details of "Thickness"	
Scope	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Reforço
Definition	
Scope Mode	Manual
Thickness	1,38 mm
Offset Type	Top
Suppressed	No

C4 - Introdução da espessura na biqueira da terceira proposta

Details of "Virtual Topology"	
Definition	
Method	Automatic
Behavior	Low
Advanced	
Generate on Update	No
Merge Face Edges	Yes
Lock position of dependent edge splits	Yes
Statistics	
Virtual Faces	8
Virtual Edges	32
Virtual Split Edges	0
Virtual Split Faces	0
Virtual Hard Vertices	0
Total Virtual Entities	40

C5 - Informação sobre a opção "Virtual Topology"

Details of "Face Sizing 2" - Sizing	Details of "Face Sizing" - Sizing
Scope	Scope
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,6 mm
Behavior	Hard
Scope	Scope
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Reforço
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,7 mm
Behavior	Hard

C6 - Informação da opção "Sizing" para a criação da malha

Details of "Velocity"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Input Type	Velocity
Define By	Vector
<input type="checkbox"/> Total	4472,1 mm/s
Direction	Click to Change
Suppressed	No

C7 - Introdução da velocidade

Details of "Remote Displacement"	
Scope	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Displ
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Coordinate	41,116 mm
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	-12,898 mm
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	38,943 mm
Location	Click to Change
Definition	
Type	Remote Displacement
<input type="checkbox"/> X Component	0, mm (step applied)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, mm (step applied)
Z Component	Free
<input type="checkbox"/> Rotation X	0, ° (step applied)
<input type="checkbox"/> Rotation Y	0, ° (step applied)
<input type="checkbox"/> Rotation Z	0, ° (step applied)
Suppressed	No
Behavior	Rigid
Advanced	

C8 - Introdução dos dados na opção "Displacement Remote"

Details of "Fixed Support"	
Scope	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Suport
Definition	
Type	Fixed Support
Suppressed	No

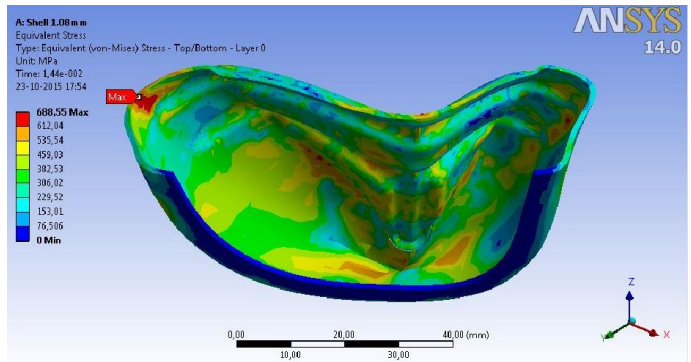
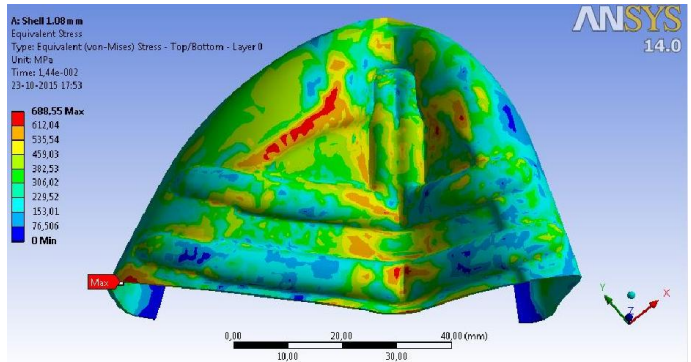
C9 - Informação dos suportes fixos

Details of "Analysis Settings" 4	
Step Controls	
Resume From Cycle	0
Maximum Number of Cycles	1e+07
End Time	1,44e-002 s
Maximum Energy Error	0,1
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0,9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No
Solver Controls	
Euler Domain Controls	
Damping Controls	
Erosion Controls	
Output Controls	
Save Results on	Equally Spaced Points
Number of points	500
Save Restart Files on	Equally Spaced Points
Number of points	20
Save Result Tracker Data on	Cycles
Cycles	1
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Users\soares\Deskto...
Scratch Solver Files Directory	

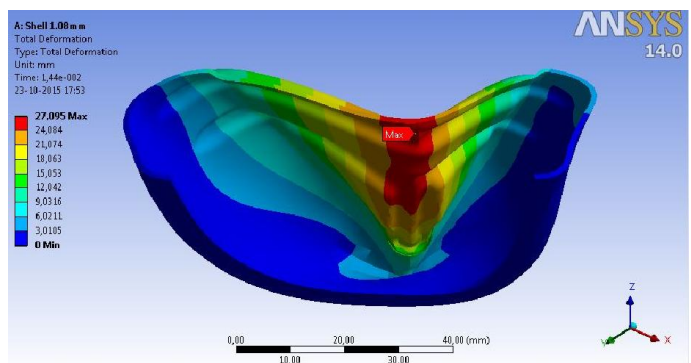
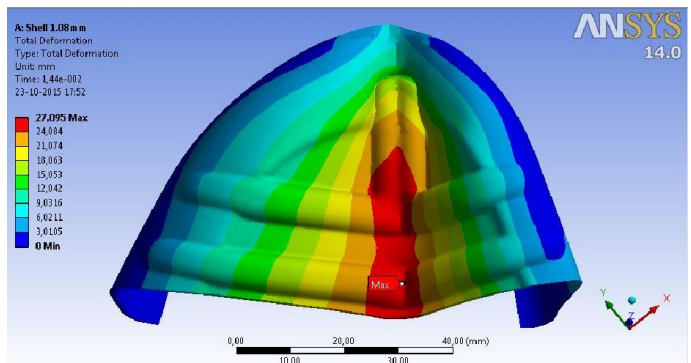
C10 - Introdução do endtime e N.º de pontos pretendidos na “Analysis Settings”

Anexo D (Resultados Ansys)

Anexo D1 “Shell_-10%”

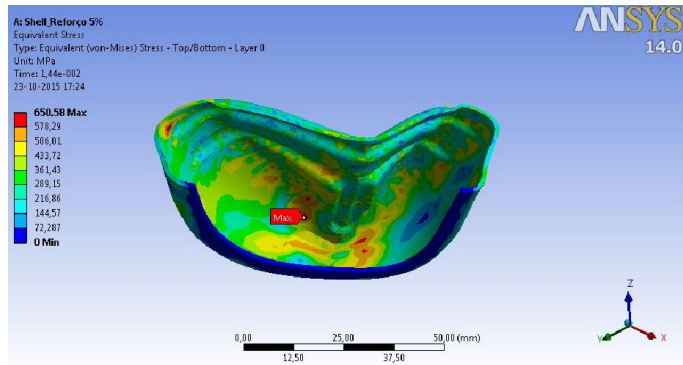
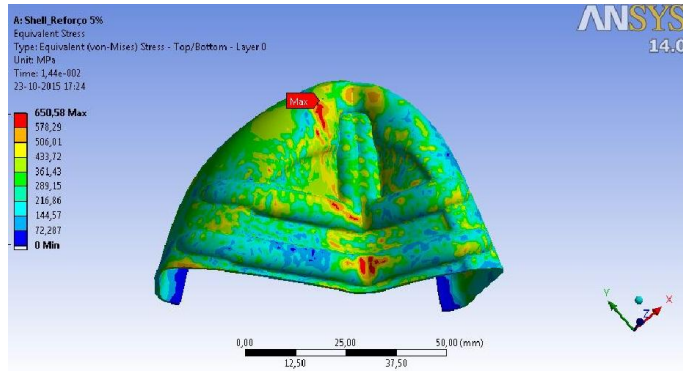


Tensão segundo vonMises "Shell_-10%"

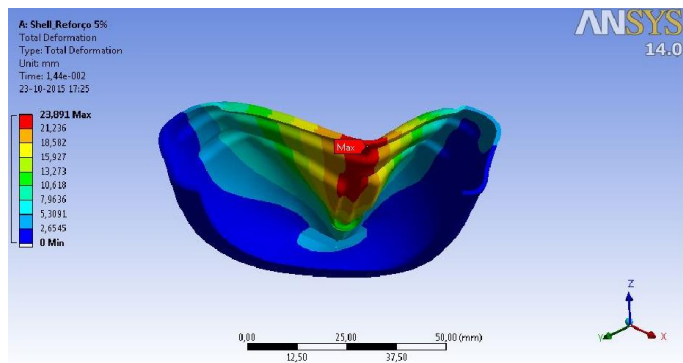
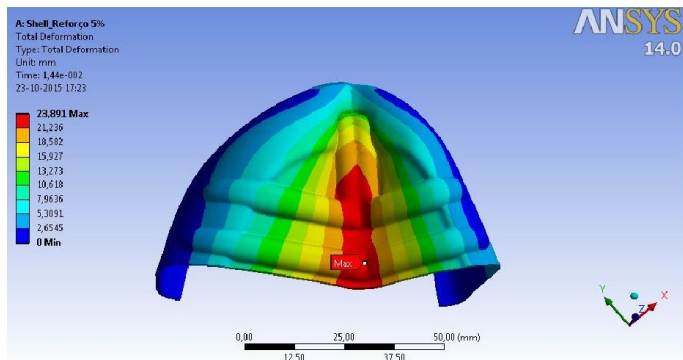


Deformação "Shell_-10%"

Anexo D2 (“Shell_Ref_+5%”)

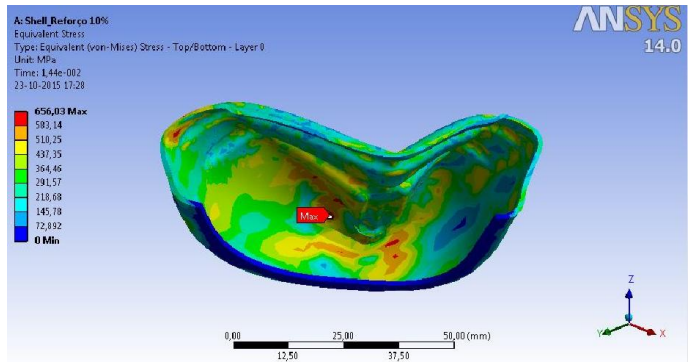
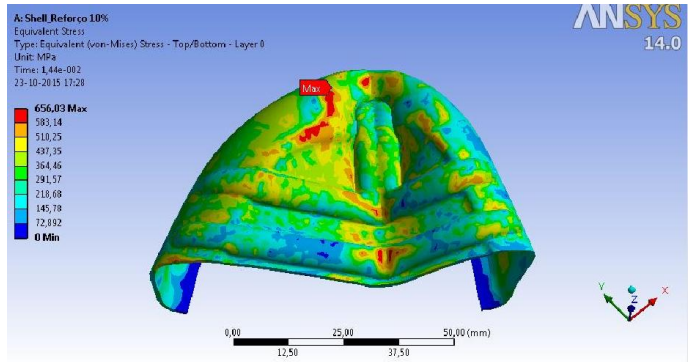


Tensão segundo vonMises “Shell_Ref_+5%”

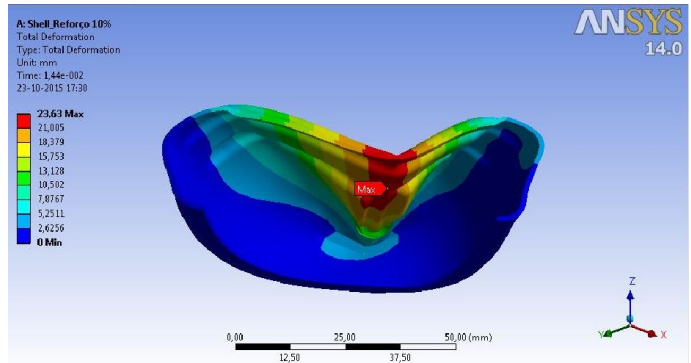
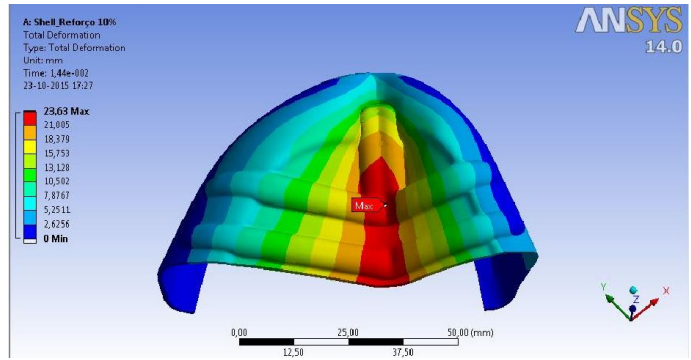


Deformação “Shell_Ref_+5%”

Anexo D3 (“Shell_Ref_+10%”)



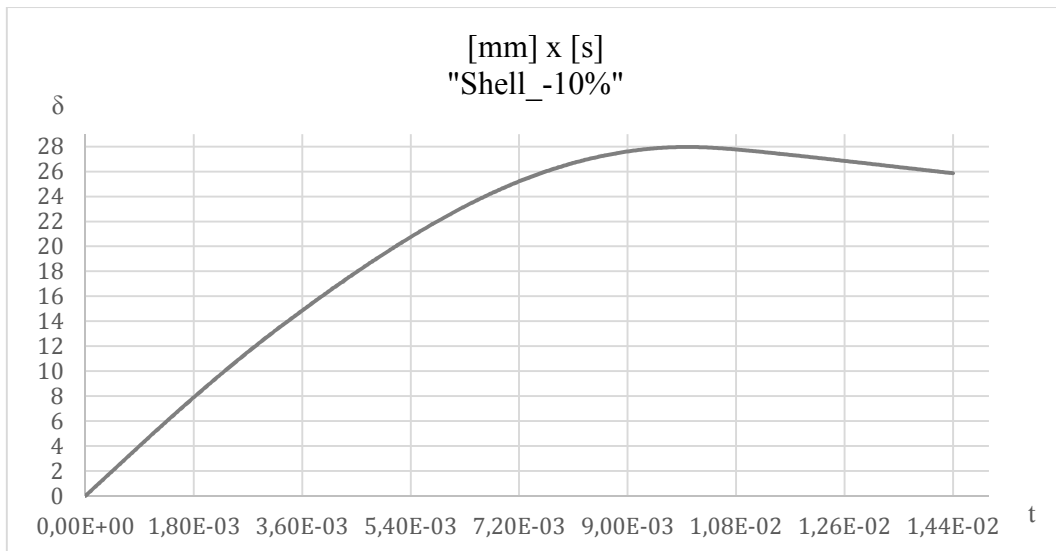
Tensão segundo vonMises “Shell_Ref_+10%”



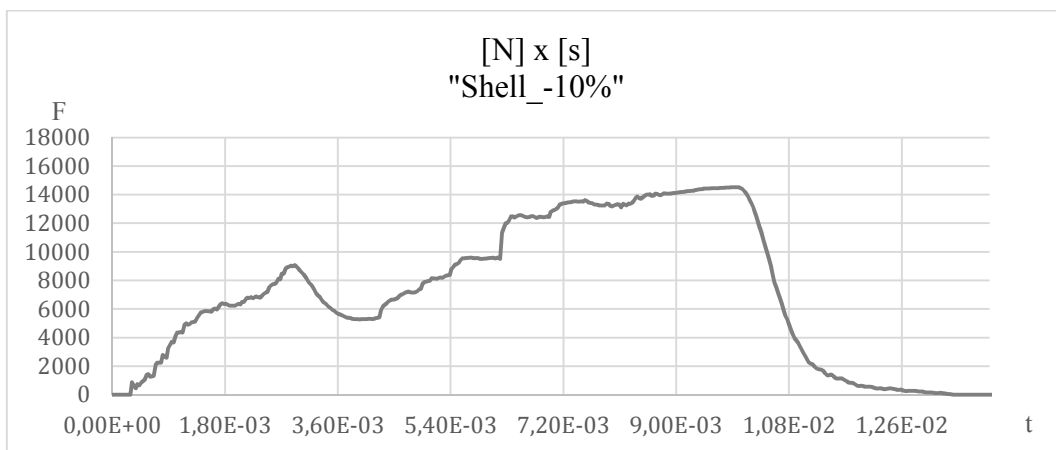
Deformação “Shell_Ref_+10%”

Anexo E (Gráficos Obtidos)

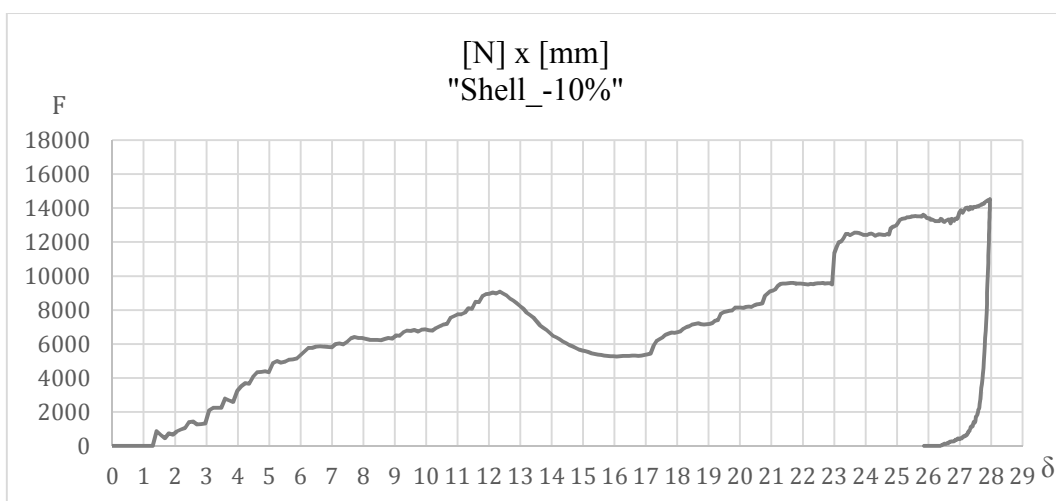
Anexo E1 (“Shell_-10%”)



Curva Deformação-Tempo da Biqueira "Shell_-10%"

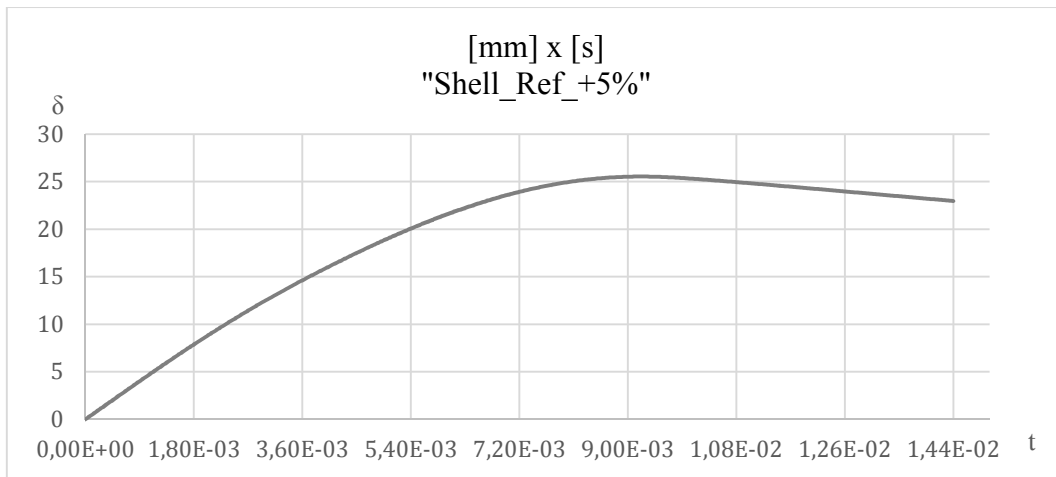


Curva Força-Tempo da Biqueira "Shell_-10%"

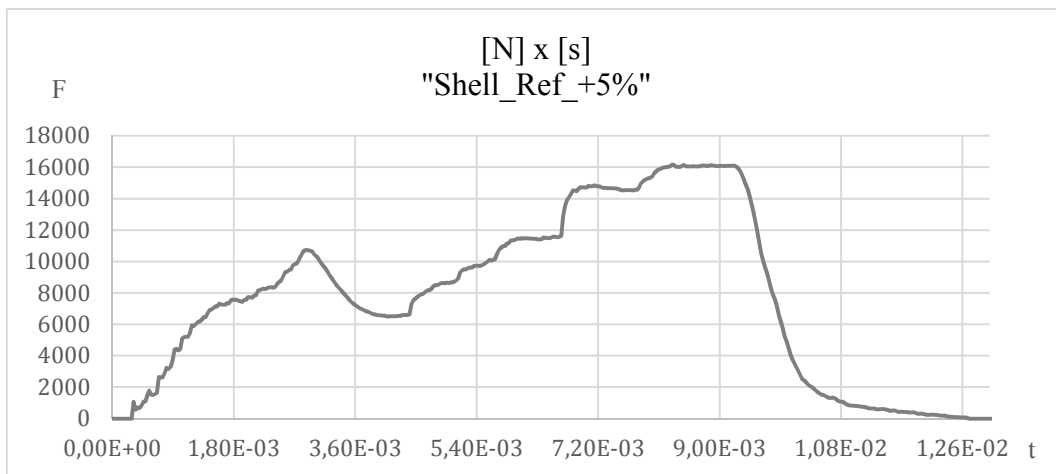


Curva Força-Deformação da Biqueira "Shell_-10%"

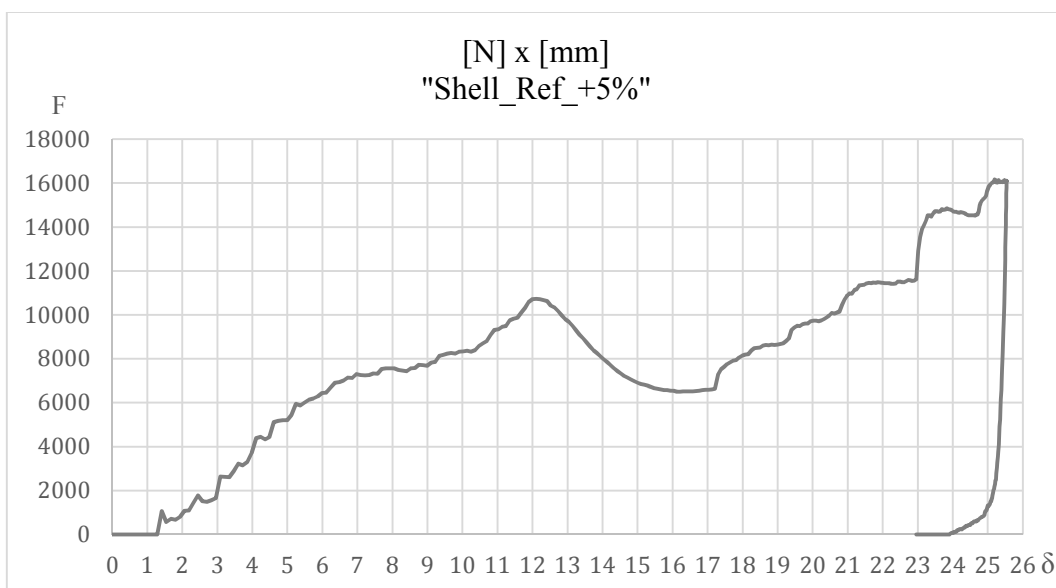
Anexo E2 (“Shell_Ref_+5%”)



Curva Deformação-Tempo "Shell_Ref_+5%"

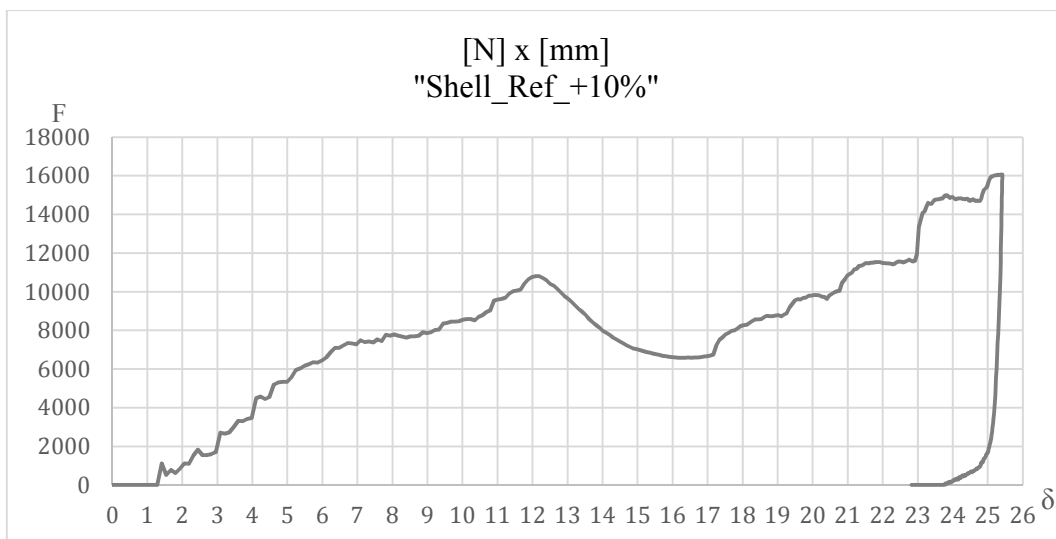
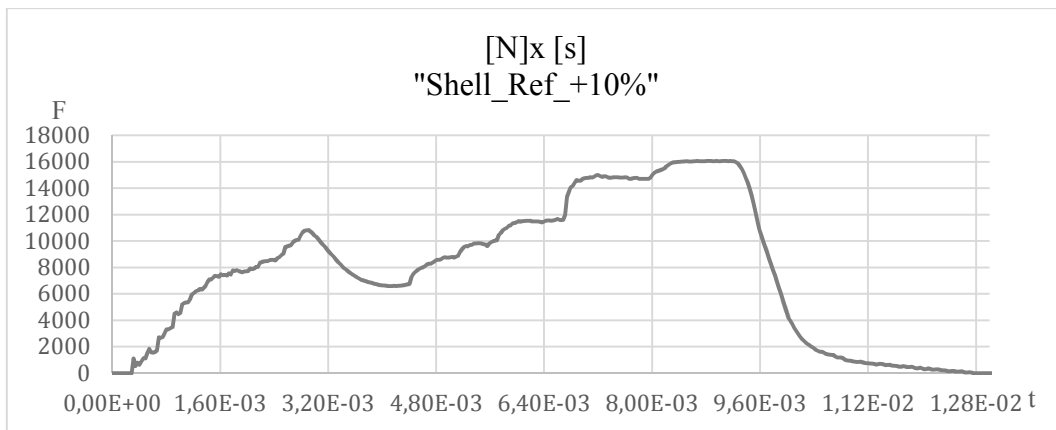
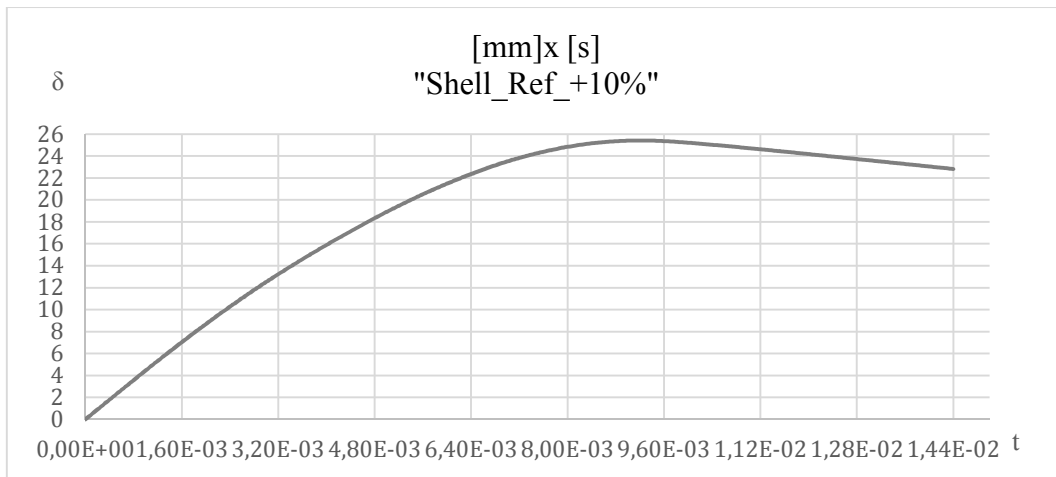


Curva Força-Tempo da Biqueira "Shell_Ref_+5%"



Curva Força-Deformação da Biqueira "Shell_Ref_+5%"

Anexo E3 Shell_Ref_+10%”



Anexo F - Tutorial

No anexo seguinte serão demonstrados os passos principais utilizados numa análise dinâmica explícita no software Ansys, opção “Workbench”, figura 1.

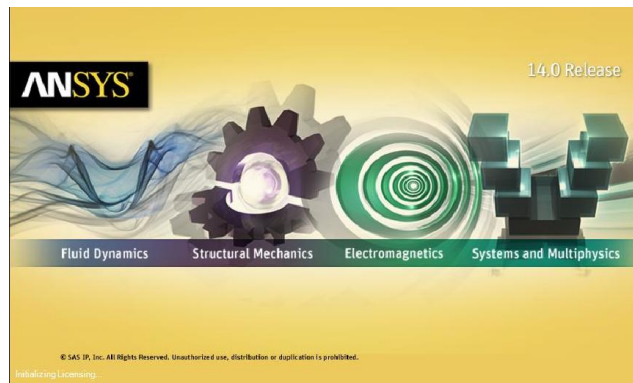


Figura 1

No menu inicial do software Ansys Workbench (figura 2), existem várias opções para o tipo de análise pretendida, como se verifica na caixa “Toolbox” do lado esquerdo na área de trabalho.

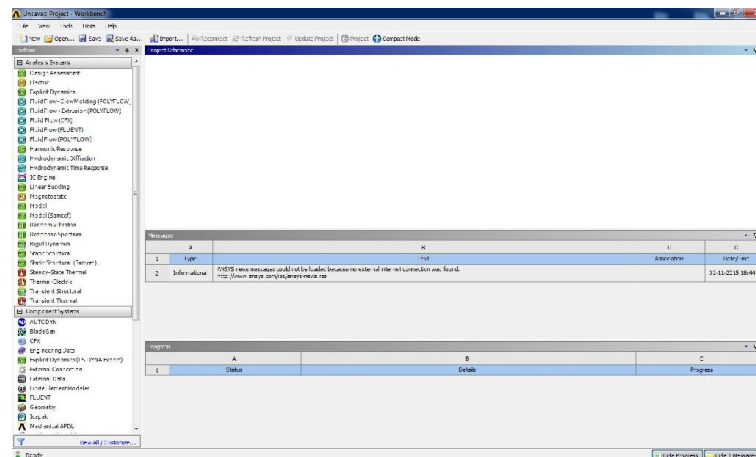


Figura 2

Para escolher o tipo de análise que se encontra no interior da caixa “Toolbox”, basta clicar duas vezes em cima da opção pretendida ou arrastar a caixa da opção para a área de trabalho. Após escolher a opção irá aparecer, na área de trabalho, uma nova caixa. Neste projeto, a opção escolhida foi “Explicit Dynamics”. Esta nova caixa encontra-se dividida em várias outras caixas, através desta é possível colocar todos as etapas da análise, material, geometria, tratamento do modelo e obtenção de resultados. Para abrir cada etapa (caixa), basta fazer um duplo clique ou botão direito do rato e “Edit”.

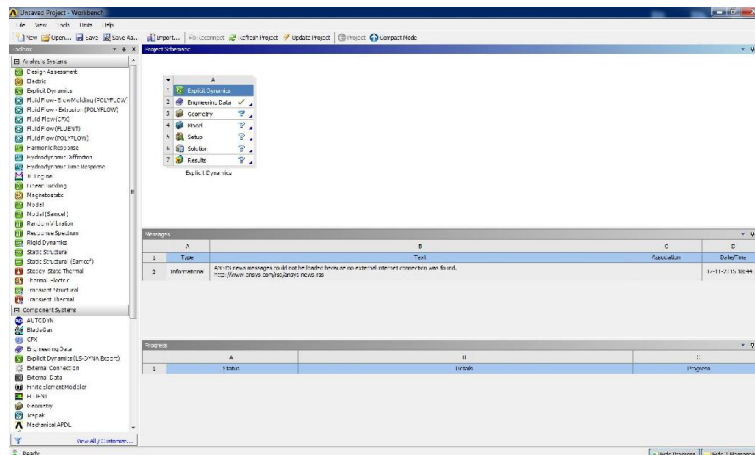


Figura 3

A primeira etapa será a caixa “Engineering Data”, figura 4, onde se escolhe ou se cria o conjunto de materiais necessários para a análise.

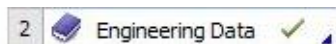


Figura 4

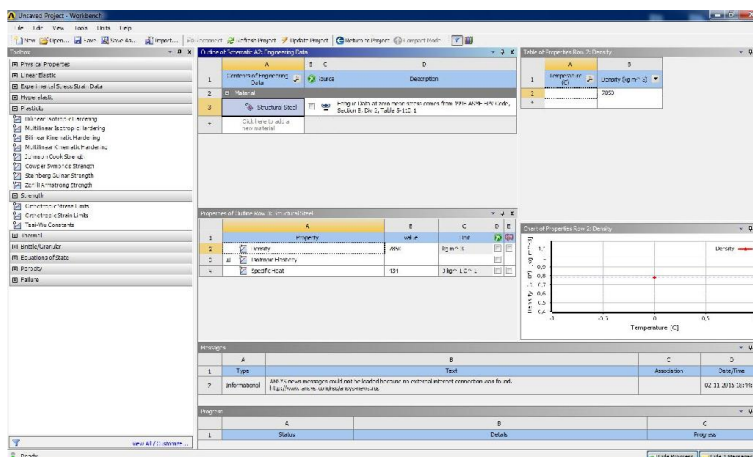


Figura 5

Para se visualizar todos os materiais existentes na biblioteca do software Ansys, basta clicar no botão representado na figura 6.



Figura 6

Após essa ação, abre-se uma janela com várias secções de vários tipos de materiais, figura 7.

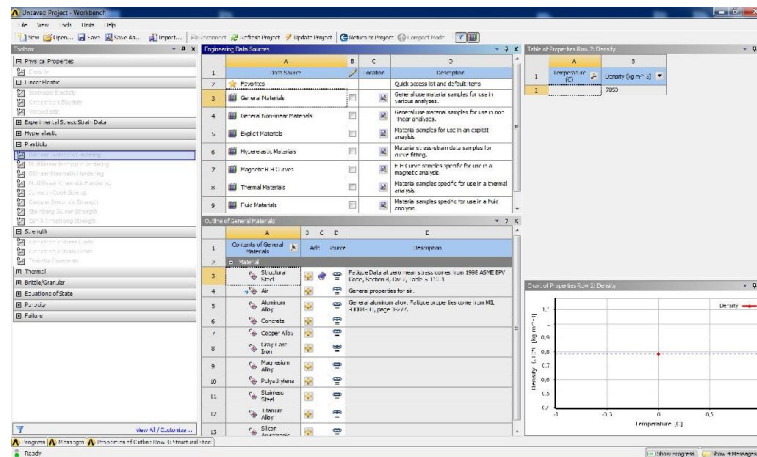


Figura 7

Para selecionar o material pretendido basta abrir a seção selecionada do material e clicar no botão “+” ilustrado na figura 8.



Figura 8

No fundo da janela irá aparecer uma opção “Click here to add a new material”, para criar um novo material basta clicar nesta opção, figura 9.

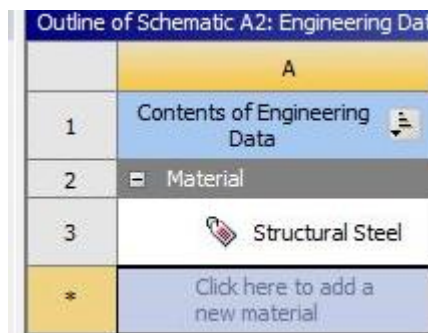


Figura 9

Após dar o nome ao material, é necessário adicionar as propriedades do material pretendido. O software Ansys Workbench disponibiliza uma grande variedade de opções para caracterizar os tipos de comportamento do material, assim como as suas propriedades, ver figura 10.

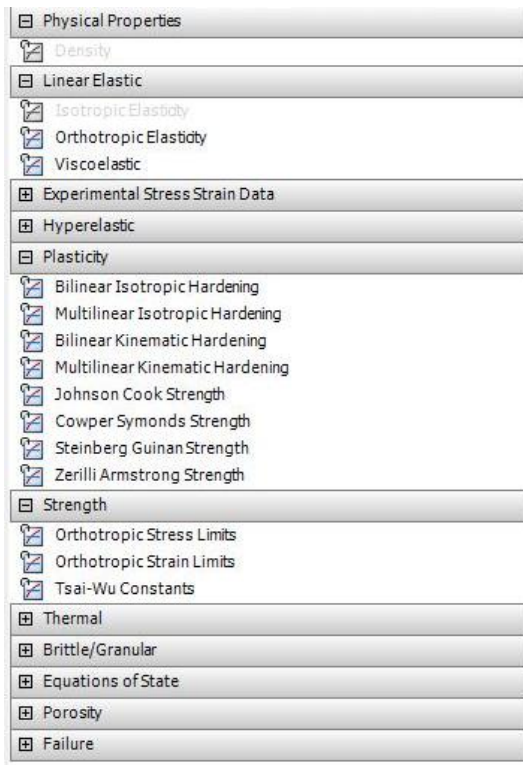


Figura 10

Neste estudo as opções selecionadas foram:

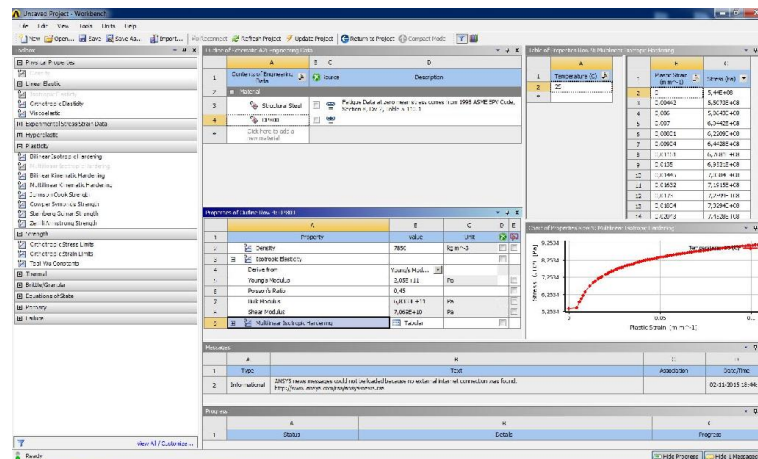


Figura 11

É essencial ter em atenção as unidades das propriedades adicionadas, uma vez que podem ter influência significativa nas análises.

Caso o material adicionado apresente algum erro, irá aparecer um ponto de interrogação no lado esquerdo do nome do material, figura 12.



Figura 12

Para sair da opção “Engineering Data”, é necessário clicar no botão “Return to Project”, figura (13).



Figura 13

Depois de adicionar os materiais na análise, é necessário definir a geometria pretendida, que corresponde à opção “Geometry” no software Ansys Workbench.

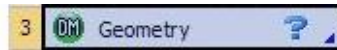


Figura 14

Aberta esta opção, irá aparecer uma nova área de trabalho, que tem o nome de “DesignModeler”, que permite criar ou importar geometrias criadas através de ferramentas mais especializadas para desenho, softwares CAD e editar as geometrias existentes no “DesignModeler”.

Para criar componentes é necessário selecionar o plano de desenho e após isso serão apresentadas as ferramentas de desenho, separador “Sketching” figura 15, do software Ansys Workbench.

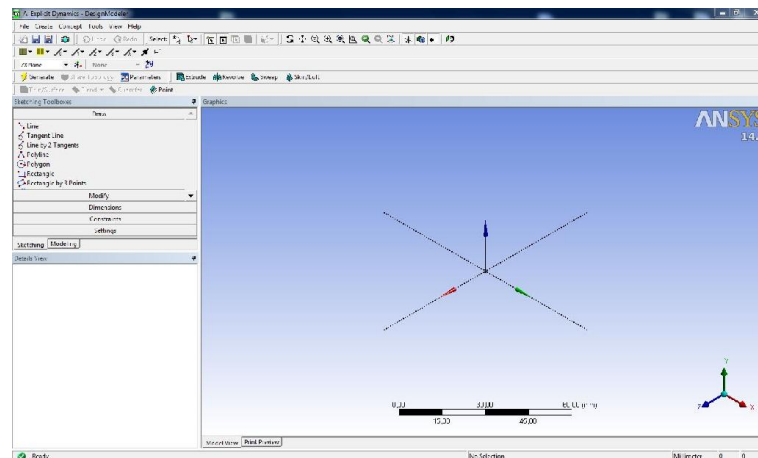


Figura 15

Para importar geometrias externas, basta clicar em “Files/Imported External Geometry File”. Após escolher o ficheiro e antes de gerar a geometria é possível adicionar diversas opções que podem ser simplificações de geometria, através do “Detail View”, figura 16.

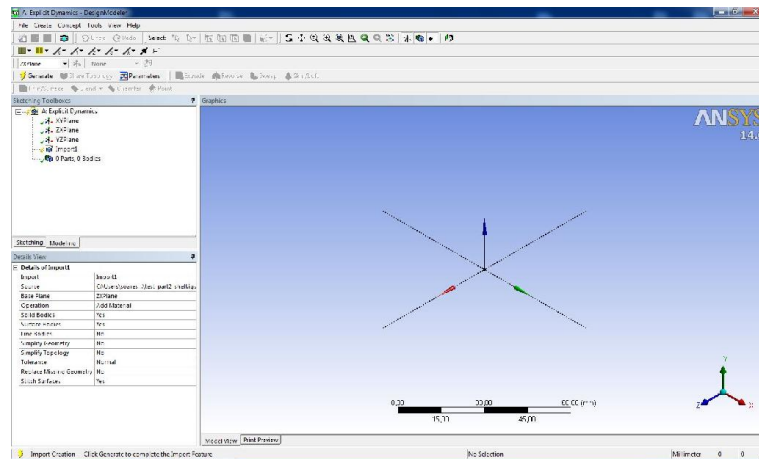


Figura 16

Para gerar a geometria importada, basta clicar no botão “Generate”, figura 17.



Figura 17

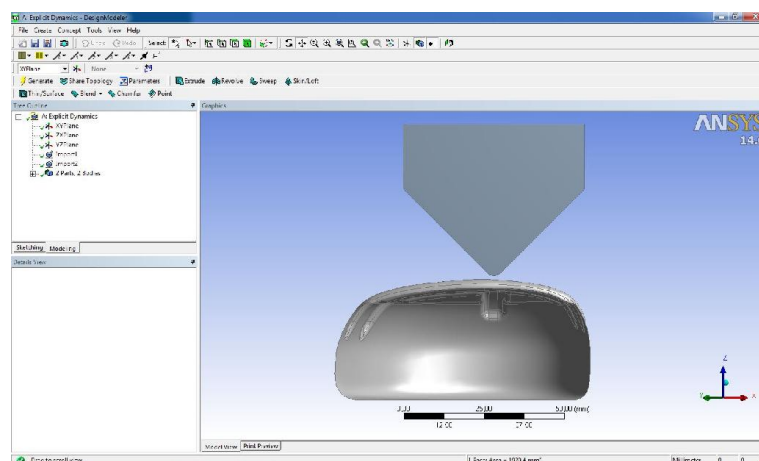


Figura 18

Após definido o material e a geometria pretendida para a análise, é necessário definir as condições para a análise. Para isso é necessário abrir a opção “Model” (figura 19), após isso irá aparecer uma nova janela “Multiphysics”, figura 20. Nesta janela, no lado esquerdo, encontra-se a árvore do projeto, esta divide-se por várias secções que são necessárias definir antes de se efetuar a análise.



Figura 19

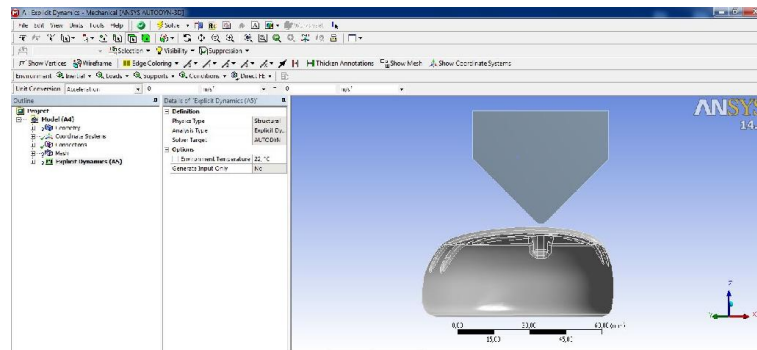


Figura 20

Uma das capacidades do software Ansys Workbench é de identificar vários componentes de uma forma singular, mesmo que a geometria tenha sido importada num só ficheiro. Na janela “Multiphysics” irá aparecer os vários componentes necessários para efetuar a análise, na secção “Model” da árvore do projeto. Para definir o material em cada componente, basta clicar no componente, e irá aparecer uma janela de detalhes do lado direito (originalmente aparece do lado inferior) da árvore de projeto, na opção “Assignment” seleciona-se o material pretendido.

Neste projeto, sendo o componente “biqueira” uma casca, é necessário definir a espessura “Thickness” do componente, figura 21.

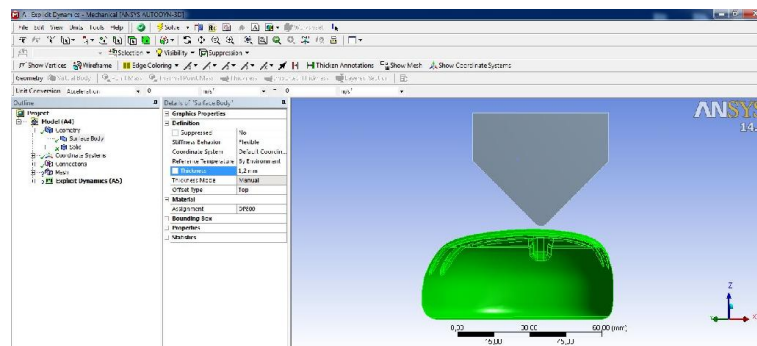


Figura 21

É possível criar células virtuais de forma a simplificar os componentes antes de efetuar a análise. Para isto basta clicar em “Model” com o botão direito e selecionar “Insert” e a opção “Virtual Topology”. Para criar células virtuais é necessário definir a zona onde se pretende criar a célula virtual. De seguida, com o botão direito do rato clica-se sobre a zona selecionada para a célula virtual, e abre uma janela de opções e seleciona-se “Insert”/ “Virtual Cell” .

Estas células virtuais só são criadas se existir alguma relação entre os locais, como por exemplo se selecionar duas faces opostas do componente, não será criada

uma única célula virtual, mas sim duas células virtuais, correspondendo a cada face selecionada.

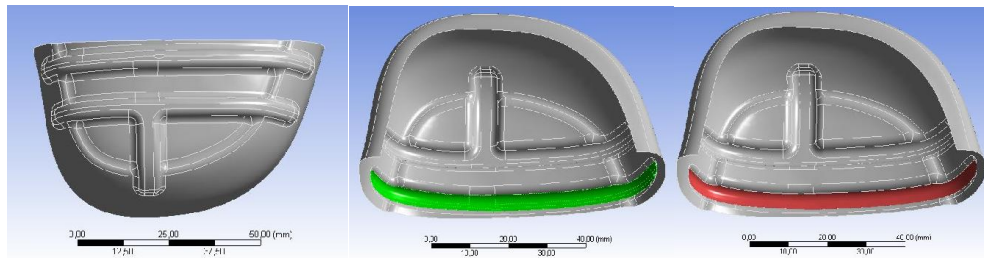


Figura 22

Neste projeto foram criadas no total quarenta células virtuais, dividida em oito faces virtuais e trinta e duas arestas virtuais, figura 23.

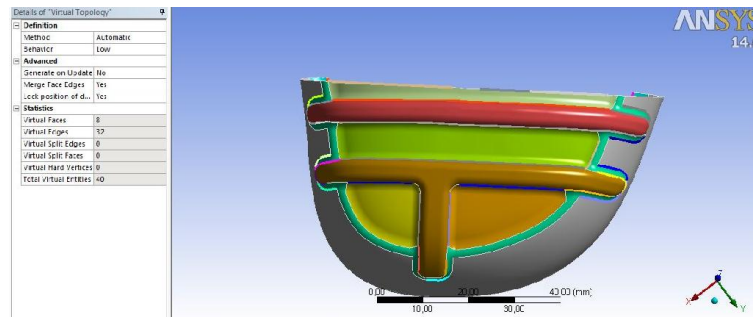


Figura 23

Na secção “Connections” define-se o tipo de ligações existentes entre os componentes da análise. O software Ansys Workbench assume por defeito um tipo de ligação “Bonded”, que significa ligado. Nesta secção é possível alterar o tipo de contacto, assim como o seu comportamento em “Behavior” como simétrico ou assimétrico. Os outros contactos existentes são “No Separation” (sem separação), “Frictionless” (sem fricção), “Rough” (forte) e “Frictional” (com fricção).

Para esta análise o tipo de contacto selecionado foi o “Frictionless”, figura 24.

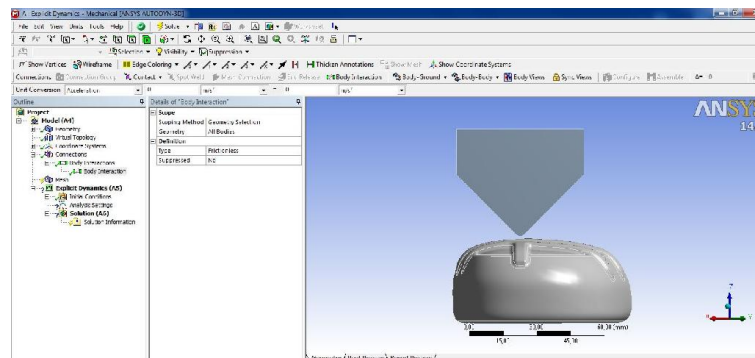


Figura 24

“Geometry“ e define-se o tamanho da malha nesse local através da opção “Element Size“, figura 27.

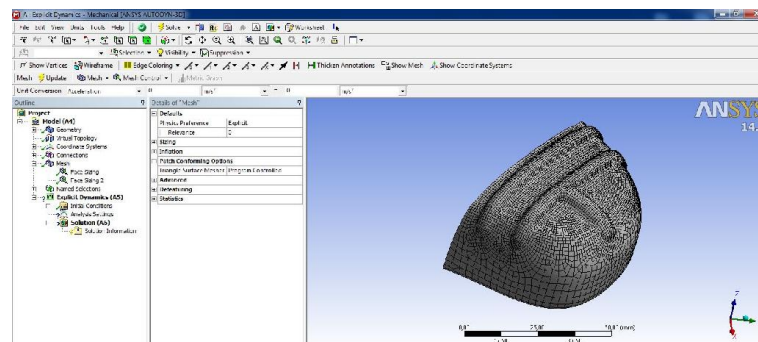


Figura 27

Na secção “Explicit Dynamics” irão definir-se as condições de fronteira da análise e o tempo final da análise. Nas análises numéricas do tipo “Explicit Dynamics” é necessário definir o tempo em que análise deve terminar.

Dentro da secção “Explicit Dynamics”, iremos inicialmente definir as condições iniciais, para isso basta clicar na opção “Initial Conditions”. Neste projeto foi definido que o componente seleccionado (figura 28) irá ter uma velocidade de 4,4721 m/s.

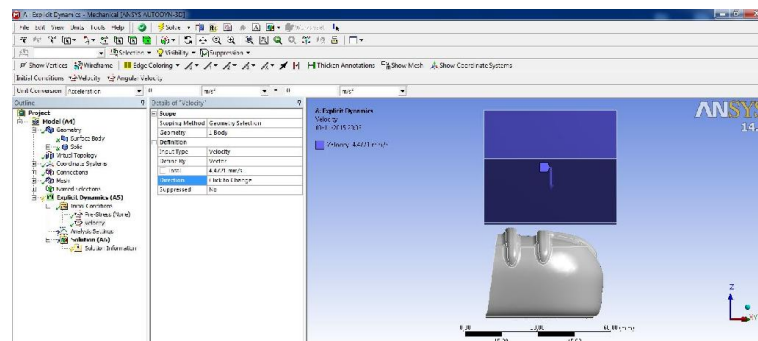


Figura 28

De forma a garantir que o componente se desloque nos eixos pretendidos e com ou sem sofrer rotações, selecciona-se a opção “Remote Displacement”, clicando na secção “Explicit Dynamics” com o botão direito do rato. Neste projeto o componente só irá ter uma translação segundo o eixo dos zz, figura 29.

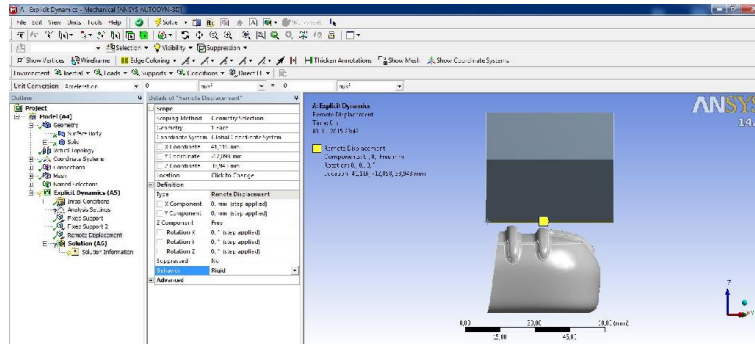


Figura 29

Depois de definir a velocidade e a forma do deslocamento, é necessário definir os suportes fixos. Para selecionar a opção “Fixed Remote”, fazer o mesmo procedimento anterior. Neste projeto os suportes fixos foram definidos da parte inferior do componente “biqueira”, figura 30.

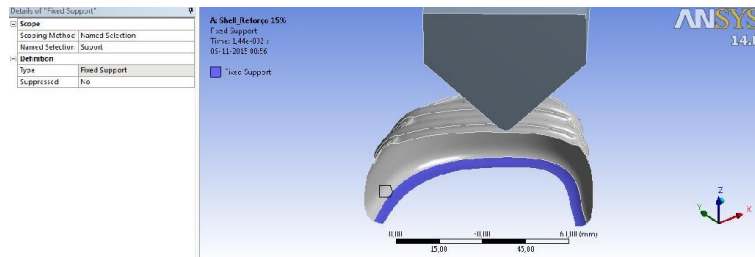


Figura 30

Após definir as condições de contorno, é necessário colocar o “tend” da análise, este é introduzido na opção “Details of Analysis Settings” depois de clicar na opção “Analysis Settings”. Também é possível definir o número de pontos que pretendemos obter nos resultados, através da opção “Number Points” dentro da opção “Output Controls”.

Neste projeto o “tend” foi de $1,44E-2s$ e o número de pontos foi de 500, ver figura 31.

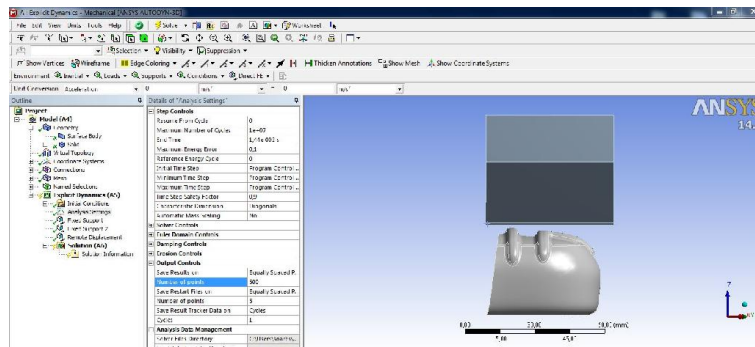


Figura 31

Na secção “Solution” define-se o tipo de resultados que se pretende obter, “Deformation”, “Strain” e “Stress”, de forma a obter resultados mais precisos utiliza-se a opção “Probe”. Neste projeto foi selecionado a opção “Equivalente vonMises Stress” e a opção “Total Deformation”. As opções de “Probe” selecionados foram “Acceleration Probe” e “Deformation Probe”, figura 32.

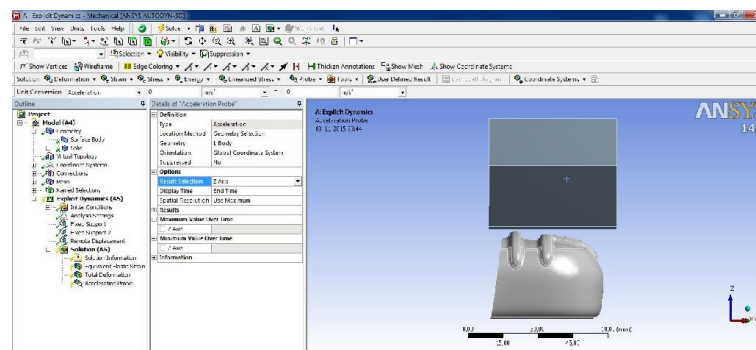


Figura 32

Definidos todos os parâmetros da análise, é possível ordenar o início da análise clicando no botão “Solve”, da figura 33.

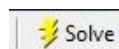


Figura 33

Durante o cálculo é possível verificar quanto tempo ainda é necessário para terminar a análise, para isso basta clicar em “Solution Information” e aparecerá uma janela onde se encontra a informação da percentagem analisada e o tempo que falta para terminar, figura 34.

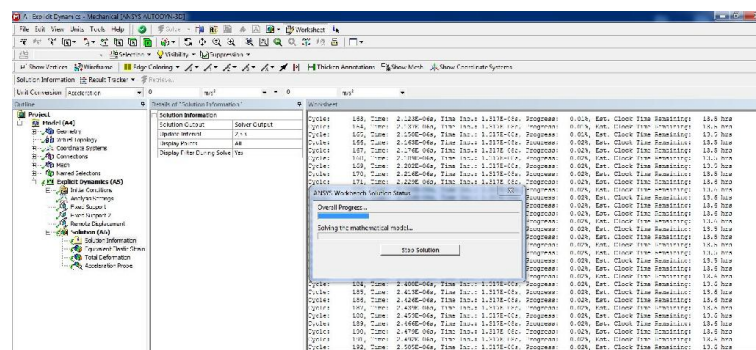


Figura 34

No final da análise é possível analisar os resultados obtidos pelo software Ansys Workbenck, figura 35.

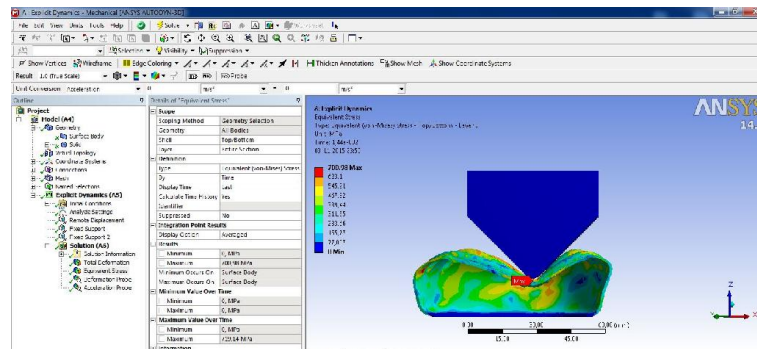


Figura 35