ANDERSON SIROLLI FERREIRA

ANÁLISE COMPARATIVA PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS ENTRE DIFERENTES ESTRUTURAS INTERNAS DE CAPÔS DE VEÍCULOS VISANDO À PROTEÇÃO AO PEDESTRE EM CASO DE ATROPELAMENTO.

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Engenharia Mecânica de Projeto de Fabricação

Orientador: Prof[a]. Dr[a]. Larissa Driemeier

São Paulo
2010

ANDERSON SIROLLI FERREIRA

ANÁLISE COMPARATIVA PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS ENTRE DIFERENTES ESTRUTURAS INTERNAS DE CAPÔS DE VEÍCULOS VISANDO A PROTEÇÃO AO PEDESTRE EM CASO DE ATROPELAMENTO.

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia

São Paulo
2010

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, ____ de _____ de 2010.

Assinatura do autor_____

Assinatura do orientador_____

FICHA CATALOGRÁFICA

Ferreira, Anderson Sirolli
Análise comparativa pelo método dos elementos finitos entre diferentes estruturas internas de capôs de veículos visando a proteção ao pedestre em caso de atropelamento / A.S. Ferreira. -- São Paulo, 2010.
113 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Segurança veicular 2. Método dos elementos finitos 3. Lesão cerebral crônica I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

Resumo

Este estudo foca uma análise comparativa de diferentes painéis internos de capôs de veículos, com o objetivo de minimizar as lesões ao pedestre em caso de um atropelamento.

As lesões na cabeça do pedestre são medidas através de um modelo em elementos finitos de uma cabeça padrão de acordo com o comitê europeu de melhorias da segurança de veículos. Os valores de desaceleração obtidos nas análises são comparados com valores toleráveis de acordo com o critério HIC (Head Injury Criteria), criado pela NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration).

Baseando-se nos resultados obtidos demonstra-se a influência dos tipos de estruturas internas de capô e recomenda-se a melhor estrutura para aplicações na indústria automobilística.

Palavras chave: Proteção de pedestre. Critério de lesões na cabeça. Método dos elementos finitos linear. Método dos elementos finitos não linear.

Abstract

This study focus on comparative analysis of different vehicle hood inner panels, with the objective to minimize the injuries to the pedestrian in case of a running over accident.

The method to measure the injuries in the head of the pedestrian will be made through a finite element model of a standard head in accordance with the European committee of improvements of the security of vehicles. The values of decelerations obtained in the analysis are compared with human tolerance levels according to HIC criteria (Head Injury Criteria), created by NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration).

Based on the finite element analysis results, this study demonstrate the influence of different hood inner panels and recommends the best structure to be applied by automobile industry.

Keywords: Pedestrian Protection. Head Injury Criteria (H.I.C.). Linear finite element method. Nonlinear finite element.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Principais vítimas de acidentes de trânsito no estado de São Paulo (Companhia de Engenharia e Tráfego de Estado de São Paulo, 2009). 1
Figura 2: Cinemática do corpo humano durante um atropelamento a 40 km/h (Akihiko *et al*,1999). 2
Figura 3: Distribuição dos traumas em pedestres (Otte *et al*, 2004). 3
Figura 4: Causa de fatalidades em pedestres (Farooq e Schuster, 2003). 3
Figura 5: Áreas de contato entre a cabeça do pedestre e o veículo (Berg *et al*, 2002).....3
Figura 6: Imagem de dois veículos distintos envolvidos em acidentes de atropelamento (Otte *et al*, 2004). 3
Figura 7: Mecanismo de lesão cerebral por rotação da cabeça (Schmitt, 2007). .5
Figura 8: Mecanismo de lesão cerebral por impacto direto da cabeça (Horgan, 2005).....6
Figura 9: Tolerância do cérebro humano quando submetido a uma desaceleração. Essa conclusão foi baseada em extensivos exames microscópicos do cérebro, medições dos impactos em 63 cabeças de macacos e queda livre de 15 crânios de cadáveres (Ono *et al*, 1980).....7
Figura 10: Nomenclatura dos ossos do crânio. 8
Figura 11: Coronel Stapp sentado no trenó “Sonic Wind 1” no qual submeteu-se a uma desaceleração de aproximadamente 40G (http://www.stapp.org). 8
Figura 12: Curva WSTC representada em uma escala log-log, e a aproximação com a reta de declividade angular de 2,5 (Gadd, 1966). 9
Figura 13: Correlação entre HIC e AIS. (Shojaati, 2003). 11
Figura 14: Veículo com detectores de calor (McCarthy e Simmons, 2005). 13
Figura 15: Veículo com bolsa de ar externa (airbag) (McCarthy e Simmons, 2005).....14
Figura 16: Componentes do sistema de levantamento de capô durante um atropelamento (Lloyd *et al*, 2009). 15
Figura 17: Sistema de levantamento de capô durante um atropelamento (Lloyd *et al*, 2009). 15
Figura 18: Comparação entre curvas de aceleração utilizando sistema de levantamento de capô durante atropelamento (Deploy) e sem a utilização (No Deploy), (Lloyd *et al*, 2009). 16
Figura 19: Diminuição do ângulo de visão de 8,6º para 6,6º devido ao aumento da altura do capô, em 30 mm, em vermelho para atender os requisitos de proteção ao pedestre (Berg *et al*, 2002). 17
Figura 20: Suporte do limpador de pára-brisa com menor carga de ruptura para proteção de pedestre (Berg *et al*, 2002). 18
Figura 21: Suporte do pára-lama visando à proteção de pedestre, a Figura (a) ilustra a estrutura antes do teste de impacto de cabeça e a Figura (b) estrutura após o impacto (Berg *et al*, 2002). 18
Figura 22: Distância entre o capô do veículo para componentes rígidos do motor, a Figura (a) ilustra o motor a diesel e a Figura (b) o motor a gasolina (Berg *et al*, 2002).....18

Figura 23: Detalhe da discretização em elementos finitos triangulares e quadrangulares de uma região de um modelo de veículo em elementos finitos (NHTSA, 2009). 22
Figura 24: Veículo (a) submetido a um teste experimental e (b) teste virtual de impacto (NHTSA, 2009). 23
Figura 25: Fluxograma do método dos elementos finitos não linear (Ada ptado de Crisfield, 1997). 25
Figura 26: Menor elemento de casca quadrangular encontrado neste modelo em elementos finitos. 30
Figura 27: Dimensões especificadas para a construção de um submodelo de cabeça, a Figura (1) ilustra as dimensões de uma cabeça de adulto e a Figura (b) ilustra as dimensões da cabeça de uma criança (EEVC WG17, 2002). 34
Figura 28: Identificação dos materiais utilizados no submodelo (EEVC, 2004). . 35
Figura 29: Curva tensão x deformação real do material alumínio utilizado no submodelo. 35
Figura 30: Curva tensão x deformação real (compressão) do material elastômero utilizado para simular o tecido humano no submodelo. 36
Figura 31: Configuração do teste para validação da cabeça (EEVC WG17, 2002). 36
Figura 32: Validação do modelo em elementos finitos conforme a norma EEVC, 2002, onde podemos constatar que o pulso de aceleração está dentro dos limites determinados (entre 290G e 350G). 37
Figura 33: Veículo Geo Metro ano 1997 (a) e veículo representado por elementos finitos (b) (NHTSA, 2009). 37
Figura 34: Definição da área de impacto de pedestres para crianças e adultos (EEVC WG17, 2002). 38
Figura 35: Área de impacto de pedestres por categoria de veículos (EEVC WG17, 2002). 39
Figura 36: Distâncias de 1000 mm e 1500 mm referentes ao solo, para definição da área de impacto do submodelo da cabeça de criança no veículo estudado. . 39
Figura 37: Área de impacto do submodelo da cabeça no veículo estudado. 40
Figura 38: Modelos de estruturas convencionais internas de capô. 41
Figura 39: Modelo de estrutura interna de capô visando os requisitos de proteção ao pedestre (Foto do capô do veículo Volkswagen Tiguan ano 2008 (a), Citroen C4 ano 2009 (b) e Fiat 500 ano 2010 (c), que atendem os requisitos de proteção ao pedestre). 41
Figura 40: Estrutura interna do capô em forma de cone. 42
Figura 41: Estrutura interna do capô com reforços diagonais. 42
Figura 42: Estrutura interna do capô sem reforços diagonais. 43
Figura 43: Estrutura externa do capô. 43
Figura 44: Curva tensão x deformação para diferentes taxas de deformação do material aço utilizado na estrutura interna do capô 44
Figura 45: Curva tensão x deformação para diferentes taxas de deformação do material aço utilizado na estrutura externa do capô 45
Figura 46: Vista explodida dos componentes em elementos finitos dos capôs avaliados. 46

Figura 47: Condições de contorno impostas no modelo em elementos finitos. SPC 1-6 significa restrição de deslocamento e rotação nos eixos x, y e z. SPC 1-3 significa restrição apenas de deslocamentos nos eixos x, y e z. 46
Figura 48: Componentes do motor utilizado para análise. Modelado com elementos de casca rígidos. 47
Figura 49: Estrutura externa do capô modelada em elementos finitos. 47
Figura 50: Estrutura interna do capô com reforços em forma de cone modelado em elementos finitos. 48
Figura 51: Estrutura interna do capô sem reforços modelado em elementos finitos. 48
Figura 52: Estrutura interna do capô com reforços diagonais modelado em elementos finitos. 49
Figura 53: Fechamento lateral do capô modelado em elementos finitos. 49
Figura 54: Fechamento lateral do capô modelado em elementos finitos. 50
Figura 55: Reforço frontal do capô modelado em elementos finitos. 50
Figura 56: União do reforço frontal do capô à estrutura interna do capô. 51
Figura 57: Modelamento do ponto de solda em elementos finitos. 51
Figura 58: Modelamento do batente em elementos finitos. 51
Figura 59: Trava frontal modelada em elementos finitos. 52
Figura 60: União da trava frontal ao reforço frontal. 52
Figura 61: Modelamento do cordão de solda em elementos finitos. 52
Figura 62: Reforço da dobradiça modelado em elementos finitos. 53
Figura 63: União do reforço da dobradiça à estrutura interna do capô. 53
Figura 64: Braço da dobradiça modelado em elementos finitos. 53
Figura 65: União do braço da dobradiça ao reforço da dobradiça. 54
Figura 66: Modelamento do parafuso em elementos finitos. 54
Figura 67: Suporte da dobradiça modelado em elementos finitos. 54
Figura 68: União do braço da dobradiça ao suporte da dobradiça. 55
Figura 69: Modelamento do parafuso em elementos finitos. 55
Figura 70: Método de avaliação da rigidez torcional do capô utilizado pelas indústrias automobilísticas, (a) procedimento de teste experimental e (b) procedimento de analise pelo método dos elementos finitos. 56
Figura 71: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna em forma de cone. 56
Figura 72: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna sem reforço. 57
Figura 73: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna com reforços diagonais. 57
Figura 74: Comparação de rigidez entre os capôs com diferentes estruturas internas. 58
Figura 75: Pontos de impacto da cabeça no capô. 58
Figura 76: Pontos de impacto da cabeça nos capôs analisados. 59
Figura 77: Deslocamentos na estrutura devido ao impacto do submodelo da cabeça. 60
Figura 78: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 1. 61
Figura 79: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 2. 61
Figura 80: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 3. 62

Figura 81: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 4. 62
Figura 82: Comparação entre deslocamento vertical e HIC para cada capô estudado. 63
Figura 83: Parâmetros e requisitos de teste definidos pelo EEVC. 64
Figura 84: Curvas de desaceleração de um submodelo de cabeça obtidos em um teste. 65
Figura 85: Aproximação da curva de desaceleração de um teste por um pulso degrau de desaceleração. 65
Figura 86: Distância entre a superfície externa do capô e componentes rígidos do motor. 68
Figura 87: Ponto de impacto no capô, visualizando o motor utilizado para análise. 68
Figura 88: Deslocamentos em milímetro nos capôs variando-se a distância *D*. . 69
Figura 89: Influência da distância entre capô e componentes rígidos do motor no valor do HIC. 70
Figura 90: Influência da distância entre capô e componentes rígidos do motor no valor do HIC. 70
Figura 91: Distância de 30mm entre a superfície externa do capô e componentes rígidos do motor. 71
Figura 92: Estrutura polimérica de poliuretano de alta densidade absorvedora de energia. 72
Figura 93: Absorvedor de energia para minimizar o HIC. 72
Figura 94: Ponto de impacto utilizado para comparação. 73
Figura 95: Curvas de tensão x deformação (compressão) do polímero poliuretano para diferentes densidades. 73
Figura 96: Comparação de deformações para as diferentes densidades do polímero. 74
Figura 97: Comparação de deformações para as diferentes densidades do polímero. 74
Figura 98: Superfície externa do capô projetada a 68 milímetros da posição original. 76
Figura 99: Vão livre em diferentes regiões do Citröen C4 ano 2007. 76
Figura 100: Vão livre em milímetros em diferentes regiões, (a) do Chevrolet Agile ano 2010, (b) do Chevrolet Corsa ano 2004 e (c) Chevrolet Corsa ano 2000. ... 77
Figura 101: Comportamento de um material elastoplástico representado pela curva tensão-deformação de engenharia. 81
Figura 102: (a) Elemento com tensões triaxiais (sofre variação de volume e distorção angular); (b) elemento sob tensão hidrostática (sofre somente variação de volume); (c) elemento com distorção angular (sem variação de volume). 84
Figura 103: Comparação das teorias da máxima tensão cisalhante e de von Mises para materiais dúcteis e estado biaxial de tensões. 87
Figura 104: Comparação entre o modelo Johnson e Cook e o modelo Cowper e Symonds com dados obtidos experimentalmente. 91
Figura 105: Comparação entre a curva tensão-deformação de engenharia e a curva tensão-deformação real. 92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Relação entre AIS e as lesões esperadas na cabeça (Adaptado de Shojaati, 2003). 11
Tabela 2: Procedimentos Alternativos de Integração 26
Tabela 3: Velocidade de propagação da onda. 29
Tabela 4: Vantagens dos Algoritmos Explícito e Implícito. 31
Tabela 5: Propriedades do aço utilizado na estrutura interna e painel externo do capô. 44
Tabela 6: Resumo dos resultados obtidos para as diferentes estruturas internas do capô. 63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AIS	Abreviated Injury Criteria
HIC	Head Injury Criteria
EEVC	European Enhanced Vehicle Safety
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
IRTAD	International Road Traffic and Accident Database
WSTC	Wayne State University Tolerance Curve
HSI	Head Severity Index
GSI	Gadd Severity Index
FMVSS	Federal Motors Vehicle Safety Standard
TRL	Transport Research Laboratory
MEF	Método dos Elementos Finitos
WG17	Work Group Number 17

LISTA DE SÍMBOLOS

$a(t)$	Aceleração no instante *t*
T	Período de ocorrência do imapacto
X	Equilíbrio de um corpo elástico
{F}	Vetor de forças nodais
[K]	Matriz de rigidez do sistema
{u}	Vetor de deslocamentos nodais
$[M]$	Matriz de massa
$[C]$	Matriz de amortecimento
$[K]$	Matriz de rigidez
$[\partial]$	Matriz de derivadas parciais
$\{\ddot{u}\}$	Vetor de acelerações
$\{\dot{u}\}$	Vetor de velocidades
$\{u\}$	Vetor de deslocamentos
$\{F\}$	Vetor de forças aplicadas
Δt	Incremento de tempo
C	Coeficiente de amortecimento
K	Rigidez linear
M	Massa
u_0	Deslocamento inicial
$\dot{u}_0$	Velocidade inicial
$\ddot{u}_0$	Aceleração inicial
E	Módulo de Elasticidade
Δx	Distância entre nós do elemento
ρ	Densidade
L	Comprimento característico do elemento
c	Velocidade do som no material deformável
A_s	Área do elemento de casca

σ	Tensão aplicada
ע	Coeficiente de Poisson
G	Módulo Cisalhante
ε	Deformações Principais

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1.....1
INTRODUÇÃO.....1
1.1 MOTIVAÇÃO 1
1.2 OBJETIVOS.....4
CAPÍTULO 2.....5
CRITÉRIO PARA MENSURAÇÃO DE LESÕES NA CABEÇA.....5
2.1 LESÕES NA CABEÇA.....5
CAPÍTULO 3.....12
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 12
3.1 IMPACTO EM UM PROJETO DE VEÍCULO QUE MINIMIZE LESÕES EM PEDESTRES 16
CAPÍTULO 4.....19
MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS 19
4.1 CONCEITOS BÁSICOS.....22
4.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NÃO LINEAR.....24
CAPÍTULO 5.....32
CONSTRUÇÃO DO MODELO EM ELEMENTOS FINITOS 32
5.1 MODELO DE CABEÇA SIMPLIFICADO (SUBMODELO) 32
5.1.1 Representação biomecânica do submodelo 33
5.1.2 Representação numérica do submodelo.....34
5.2 VEÍCULO EM ELEMENTOS FINITOS UTILIZADOS NESTE ESTUDO 37
5.2.1 Definição da área de impacto do submodelo no capô do veículo ...38
5.2.2 Velocidade de impacto do submodelo da cabeça no veículo.....40
5.3 MODELOS DE CAPÔS UTILIZADOS PELAS INDÚSTRIAS AUTOMOBILÍSTICAS 41
5.4 MODELOS DE CAPÔS ESTUDADOS 41
5.4.1 Propriedades dos Materiais que serão considerados nos capôs. ...44
5.4.2 Condições de contorno do modelo em elementos finitos do capô. .45
5.4.3 Detalhe das malhas e considerações dos componentes em elementos finitos.....47
5.5 COMPARAÇÃO DA RIGIDEZ TORCIONAL DOS CAPÔS ESTUDADOS. 55
5.6 PONTOS DE IMPACTO DO SUBMODELO DA CABEÇA.....58
5.6.1 Cabeça posicionada nas estruturas internas analisadas 59
CAPÍTULO 6.....60
RESULTADOS 60
6.1 COMPARAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS NAS DIFERENTES ESTRUTURAS INTERNAS DO CAPÔ. 60
6.2 COMPARAÇÃO DAS CURVAS DE DESACELERAÇÃO DA CABEÇA.61
6.3 DEFINIÇÃO DA DISTÂNCIA NECESSÁRIA ENTRE CAPÔ E COMPONENTES RÍGIDOS DO MOTOR PARA OBTER VALORES DE HIC ≤ 1000.. 64

6.3.1 Cálculo da distância mínima com base na equação do HIC. 64
6.3.2 Distância mínima definida pelo modelo em elementos finitos. 68
6.4 ESTUDO DE COMPONENTES ABSORVEDORES DE ENERGIA. 71
CAPÍTULO 7 75
CONCLUSÃO 75
CAPÍTULO 8 78
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 78
APÊNDICE A – NÃO LINEARIDADE DE MATERIAL 81
APÊNDICE B – DADOS DE ENTRADA PARA O SOFTWARE LS-DYNA® 94

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Em 2009, no Estado de São Paulo, metade das vítimas fatais de acidentes de trânsito foram pedestres, representando 1.463 fatalidades, conforme ilustra a Figura 1. Este não é um fato isolado ao Brasil, pedestres são vítimas em todo o mundo. Pode-se citar a União Européia, que registrou, em 2006, aproximadamente 8.000 fatalidades; na América do Norte foram registradas aproximadamente 5.000; no Japão 3.300 e na Coréia do Sul aproximadamente 3.600 fatalidades de pedestres (IRTAD, 2009).

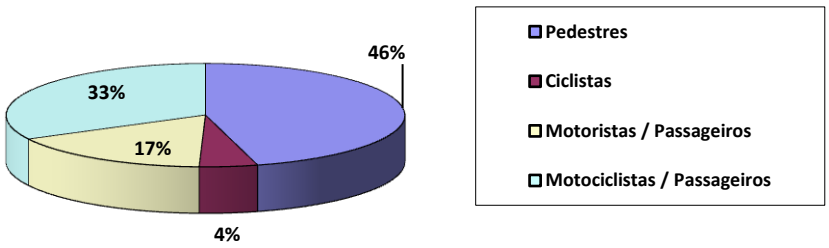


Figura 1: Principais vítimas de acidentes de trânsito no estado de São Paulo (Companhia de Engenharia e Tráfego de Estado de São Paulo, 2009).

Um evento de atropelamento dura em média 150ms, com veículo à velocidade de 40 Km/h no momento do impacto. Esse tempo pode ser dividido em aproximadamente sete etapas: 1º pedestre entra em situação de risco; 2º motorista percebe a situação de risco; 3º motorista toma a decisão de pressionar o pedal de freio; 4º pedal de freio é pressionado; 5º veículo começa a frear; 6º pedestre é impactado primeiramente na região das pernas; 7º o seu corpo é projetado para a região do capô do veículo. Dependendo da estatura do pedestre, dimensões e velocidade do veículo, a sua cabeça irá impactar o capô, o vidro frontal, ou a coluna frontal do veículo. As etapas estão ilustradas na Figura 2, que compara um teste feito com um cadáver com um modelo em elementos finitos.

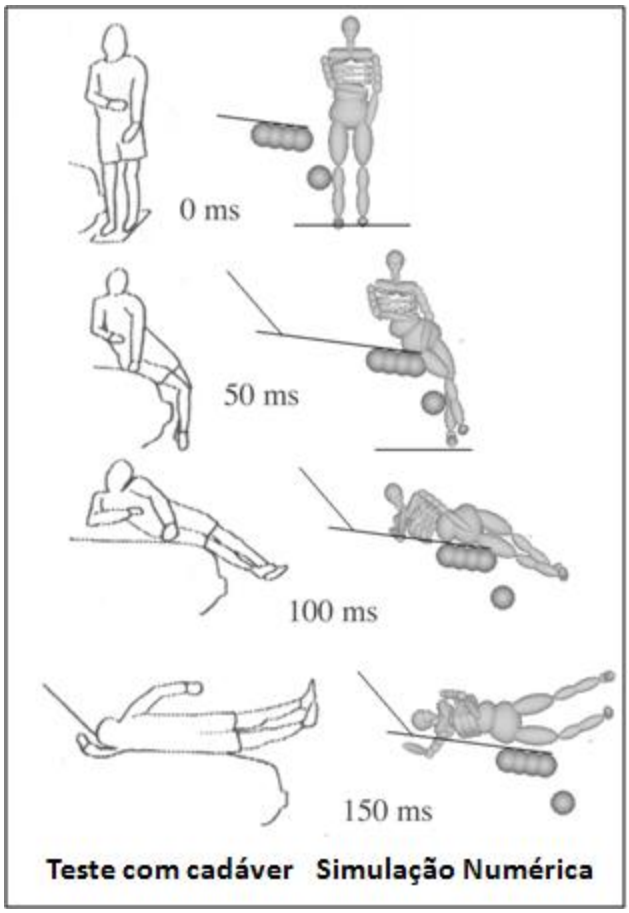


Figura 2: Cinemática do corpo humano durante um atropelamento a 40 km/h (Akihiko *et al*,1999).

A distribuição dos traumas causados nos pedestres pode ser dividida conforme ilustra a Figura 3. A Figura 4 mostra que 62% dos acidentes fatais são causados por trauma na cabeça e a Figura 5 mostra as áreas de contato entre a cabeça do pedestre e o veículo durante um atropelamento. Em 13% dos casos, a área de contato é o capô do veículo. A Figura 6 mostra dois veículos envolvidos em acidentes de atropelamento, onde podemos visualizar áreas da estrutura do veículo deformadas devido ao impacto com o pedestre.

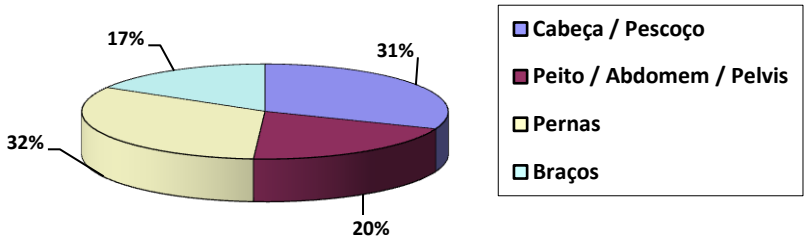


Figura 3: Distribuição dos traumas em pedestres (Otte *et al*, 2004).

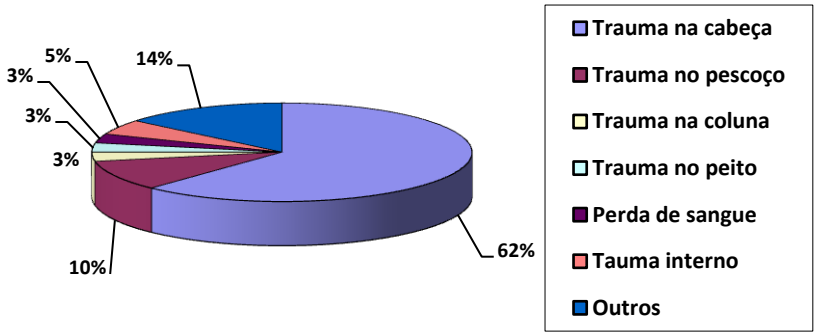


Figura 4: Causa de fatalidades em pedestres (Farooq e Schuster, 2003).

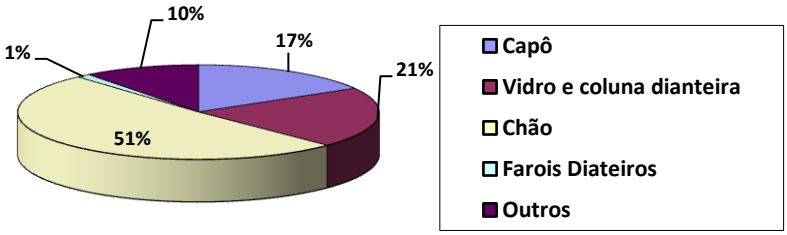


Figura 5: Áreas de contato entre a cabeça do pedestre e o veículo (Berg *et al*, 2002).

Figura 6: Imagem de dois veículos distintos envolvidos em acidentes de atropelamento (Otte *et al*, 2004).

1.2 OBJETIVOS

Baseando-se no item anterior, pode-se concluir que um estudo detalhado da forma do capô pode contribuir para redução de acidentes fatais com pedestres.

Portanto, o objetivo deste trabalho é uma análise comparativa da eficiência de diferentes painéis internos de capôs de veículos, visando redução de danos ao pedestre em caso de um atropelamento.

O método de mensuração dos danos à cabeça do pedestre será feito através de um modelo em elementos finitos, de acordo com o comitê europeu de melhorias da segurança de veículos (EEVC).

CAPÍTULO 2

CRITÉRIO PARA MENSURAÇÃO DE LESÕES NA CABEÇA

2.1 LESÕES NA CABEÇA

Os ossos do crânio, espessos e duros, protegem o cérebro. Apesar de possuir esta proteção natural, o cérebro está sujeito a muitos tipos de lesões. Em comparação com qualquer outro tipo de lesão neurológica, os traumatismos crânios-encefálicos são os que causam mais mortes e invalidez entre os indivíduos com menos de 50 anos e são a segunda causa de morte entre os homens com menos de 35 anos depois dos ferimentos por projétil de arma de fogo. Cerca de metade de todos os indivíduos que sofrem um traumatismo crânio-encefálico grave morre.

Para o estudo da relação entre aceleração/desaceleração causada por um impacto e o dano ao cérebro humano, dois diferentes modos de deslocamentos de cabeça foram estudados:

- Movimento rotacional da cabeça conforme demonstrado na Figura 7;

- Impacto direto da cabeça conforme Figura 8.

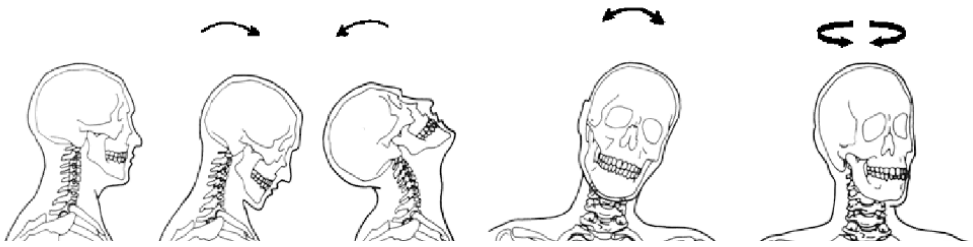


Figura 7: Mecanismo de lesão cerebral por rotação da cabeça (Schmitt, 2007).

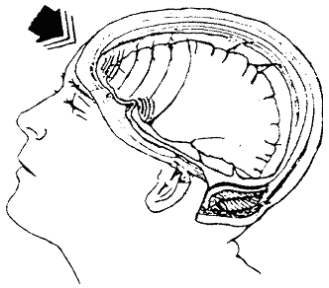


Figura 8: Mecanismo de lesão cerebral por impacto direto da cabeça (Horgan, 2005).

O movimento rotacional foi inicialmente estudado por Holbourn em 1943 apud Horgan (2005). Sua teoria baseava-se no fato de que as lesões no cérebro eram causadas por uma rotação da cabeça, onde o movimento relativo entre o crânio e o cérebro seria o principal fator para lesão. Porém estudos baseados em acidentes de trânsitos reais mostram que os danos no cérebro só ocorreram quando a cabeça teve impacto direto com algum componente (Brun-Cassan, 1983 apud Horgan, 2005). A aceleração linear foi estudada por Lissner *et al* 1960 - apud Schmitt *et al* (2007) - que propuseram a primeira versão da "Wayne State University Concussion Tolerance Curve" abreviada para "Wayne State Tolerance Curve" (WSTC), conforme Figura 9. Nessa curva a abscissa é a duração efetiva do impacto na região do osso frontal e a ordenada representa a aceleração efetiva da cabeça medida no osso occipital, conforme ilustra a Figura 10. A curva foi construída a partir de várias observações feitas por Lissner *et al* 1960:

- Foi observado clinicamente que fraturas lineares do crânio estão associadas a danos ao cérebro;
- Os níveis de aceleração e duração do pulso necessários para causar fraturas dos ossos cranianos foram medidos em quatro cabeças embalsamadas de cadáveres e em dois corpos embalsamados. Para uma repetibilidade de resultados, o teste era feito por queda livre, a uma altura pré-determinada, impactando a região do osso frontal em um bloco rígido. As acelerações lineares resultantes foram medidas

através de um acelerômetro fixado no osso occipital. Esses resultados foram usados para descrever a curva WSTC entre 1 a 6 ms;

- Experimentalmente, animais foram submetidos a desacelerações, variando a magnitude e duração;
- A pressão medida na região temporal e parietal (vide Figura 10) das cabeças dos cadáveres durante os testes de queda livre foram comparadas com os dados obtidos dos testes com animais (item anterior) e utilizados para descrever a curva entre 6 e 10 ms;
- Para descrever os valores após 10 ms, foram feitos testes com voluntários. Coronel John Paul Stapp ficou conhecido por se submeter a diversos experimentos na área de biomecânica. Em 1965, submeteu-se a uma aceleração de 40 G em um trenó, conforme ilustra a Figura 11. O trenó foi levado inicialmente a uma velocidade 1000 km/h e parou em apenas 1,4 segundos. Não foi constatado nenhum dano sério ao seu corpo.

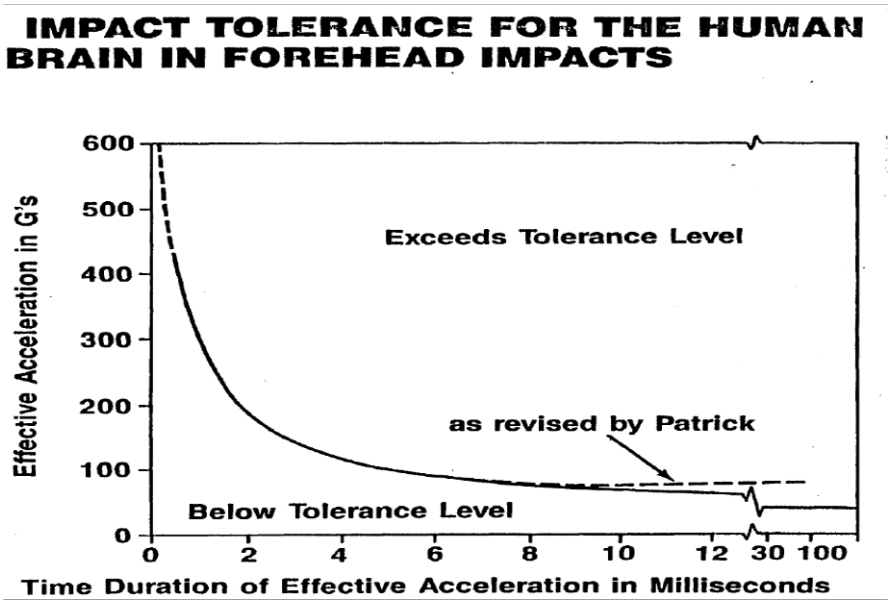


Figura 9: Tolerância do cérebro humano quando submetido a uma desaceleração. Essa conclusão foi baseada em extensivos exames microscópicos do cérebro, medições dos impactos em 63 cabeças de macacos e queda livre de 15 crânios de cadáveres (Ono *et al*, 1980).

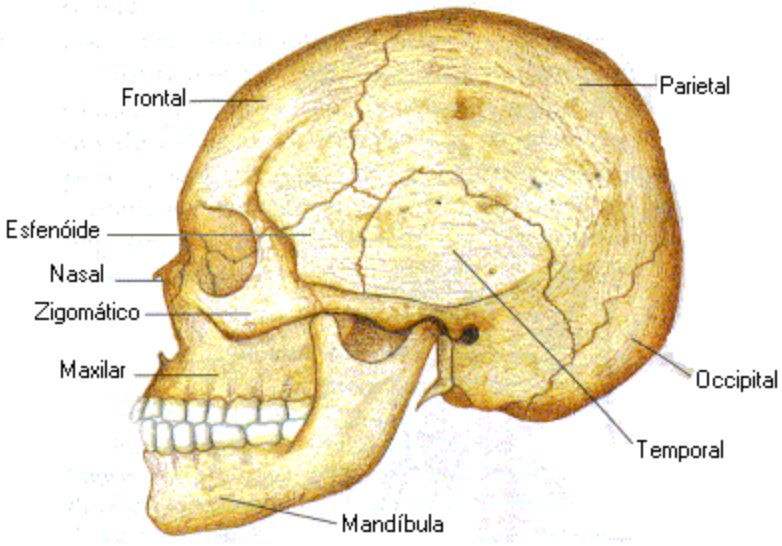


Figura 10: Nomenclatura dos ossos do crânio.

Figura 11: Coronel Stapp sentado no trenó “Sonic Wind 1” no qual submeteu-se a uma desaceleração de aproximadamente 40G (http://www.stapp.org).

A curva WSTC foi muito questionada devido ao número limitado de amostras, técnicas de instrumentação utilizadas, falta de documentos sobre a correlação dos testes com animais e incertezas quanto aos limites toleráveis de aceleração que o ser humano pode suportar.

Em 1966, Gadd, verificou que a curva WSTC em uma escala log-log poderia ser representada por uma reta com declividade angular de 2,5, conforme ilustrado na Figura 12. Dessa forma o critério de lesão HSI, (“Head Severity Index”) ou GSI (“Gadd Severity Index”) foi definido como:

$$HSI = \int_0^T a(t)^{2.5}\, dt \qquad \text{c/ 2,5 ms} \leq T \leq \text{50,0 ms} \tag{2.1}$$

Sendo, *a(t)* a aceleração instantânea no centro de massa da cabeça no instante *t* e *T* o período de ocorrência do impacto.

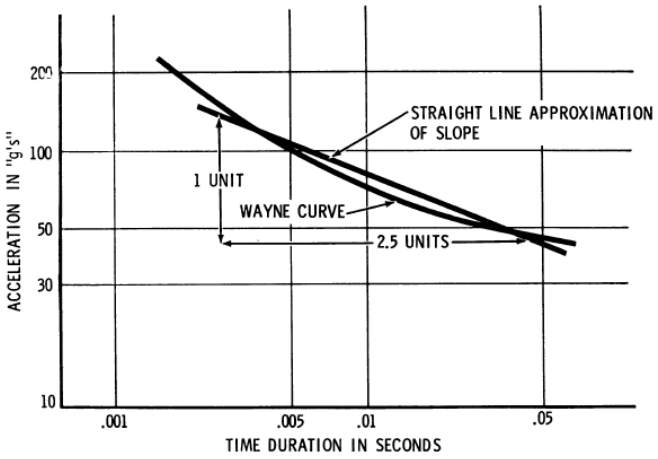


Figura 12: Curva WSTC representada em uma escala log-log, e a aproximação com a reta de declividade angular de 2,5 (Gadd, 1966).

Gadd (1966) constatou ainda que se o valor de HSI exceder o valor de 1000 em impacto direto espera-se lesões graves e permanentes ao cérebro.

A partir do critério de Gadd, o “Head injury Criteria – HIC” foi criado pela NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) em 1971, baseando-se em comparações de dados de voluntários submetidos a desacelerações. O critério considera a aceleração resultante das três direções do impacto, diferindo-se do HSI que leva em consideração uma aceleração uniaxial, no sentido do impacto da cabeça.

$$HIC = \max_{t_1,t_2} \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t)dt \right]^{2.5} \right\} \tag{2.2}$$

Na equação (2.2), *"a(t)"* é a aceleração resultante instantânea no centro de massa da cabeça e o intervalo (t_2-t_1) é escolhido de forma a maximizar o termo entre chaves. Consideram-se, para efeitos de cálculo do HIC, quaisquer intervalos (t_2-t_1) menores do que 15ms para acidentes que envolvam o contato direto da cabeça e menores do que 36ms para acidentes que não envolvam contato direto, desde que o intervalo escolhido para cada tipo de impacto maximize o valor do HIC. Além disso, foi observado também que picos de aceleração com durações menores do que 3ms têm pouco efeito em relação a lesões do cérebro. O expoente de 2,5 é definido para ajustar a equação à curva WSTC, baseada em experimentos.

O HIC é adotado desde 1972 pela FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Society) e é usado para a avaliação da lesão em várias áreas da biomecânica do impacto.

Além do critério do HIC, existe o método simplificado AIS (Abreviated Injury Scale), para avaliação de lesões, criado em 1969 e revisado em 1990 por médicos e pesquisadores da área de lesões na cabeça. Nesse critério, as lesões são classificadas de 1 a 6, sendo 1 pequenas lesões, 5 severas e 6 lesões sem probabilidade de sobrevivência, conforme ilustrado na Tabela 1.

Para correlacionar o AIS com o HIC, conforme ilustrado na Figura 13, foram feitos experimentos com cabeças de cadáveres. Obtida a correlação, pode-se utilizar a escala em reconstituição de acidentes na área automotiva, permitindo que o HIC seja estimado baseando-se apenas nas lesões das vítimas.

Tabela 1: Relação entre AIS e as lesões esperadas na cabeça (Adaptado de Shojaati, 2003).

AIS	SEVERIDADE	EFEITOS	HIC
0	Nenhuma	Nenhum	0
1	Pequena	Dor de cabeça ou mal estar	310
2	Moderada	Inconsciente por menos de uma hora (Fratura craniana com presença de trinca)	650
3	Grave	Inconsciente no período de 1 a 6 horas (Fratura com depressão)	930
4	Severa	Inconsciente no período de 6 a 24 horas (Fratura exposta)	1170
5	Crítica	Inconsciente por mais de 24 horas (Grande hemorragia cerebral)	1400
6	Máxima (Sem Sobrevivência)	Esmagamento do crânio	1610

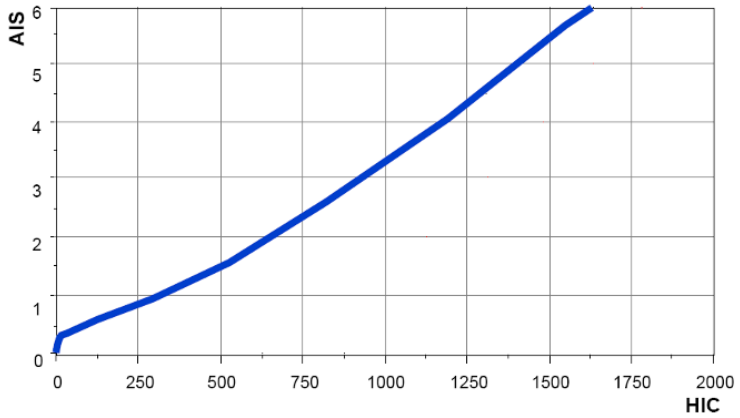


Figura 13: Correlação entre HIC e AIS. (Shojaati, 2003).

CAPÍTULO 3

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existe uma crescente preocupação pela melhoria da segurança oferecida por veículos automotores, seja por conta da legislação, nacional ou internacional, que é constantemente aprimorada, ou até mesmo por meio de testes realizados por órgãos não-governamentais especializados, que influenciam a escolha do consumidor. Dessa forma, grandes empresas do ramo automobilístico estão realizando trabalhos de pesquisa nessa área.

Kerkeling *et al* (2005), ligados à empresa Adam Opel AG, apresentam um estudo com foco na desaceleração da cabeça em testes e simulações de proteção de pedestre. Eles identificaram os componentes situados abaixo do capô do carro que causam maiores picos de desaceleração. Além disso, discutem sobre as geometrias mais comuns vistas em estruturas de capôs de veículos e também uma maneira de aperfeiçoar a estrutura frontal para diminuir as lesões nos pedestres em caso de atropelamento. Nesse trabalho, os autores ressaltam a dificuldade de desenvolvimento de um veículo que atenda requisitos de proteção ao pedestre, os requisitos de engenharia e requisitos de projeto ao mesmo tempo.

O estudo conduzido por Schwarz *et al* (2004) da empresa alemã de engenharia FK, comparou dois capôs idênticos, porém com materiais diferentes, sendo um de aço e o outro de alumínio, com o objetivo de verificar a influência de cada material nas lesões na cabeça do pedestre. A comparação foi experimental e mostrou que o impacto secundário com os componentes do motor abaixo do capô tem uma grande influência nos resultados para ambos os materiais. Com relação ao material, a conclusão foi que o alumínio, sendo menos rígido, apresentou entre 15% a 20% mais deformações e, com isso, teve menores valores de HIC nas regiões onde não houve impactos secundários com

componentes rígidos do motor do veículo. Para as regiões onde ocorreu o impacto com componentes rígidos do motor, o capô de aço apresentou menores HIC, pois sendo a rigidez do aço maior, a velocidade de impacto da cabeça com os componentes rígidos do motor foi menor, resultando em menores picos de desaceleração. A conclusão foi que um capô com ambos os materiais pode ser usado, desde que estudado para que permita maiores deformações em regiões onde possua uma maior distância entre componentes rígidos do motor e menores deformações em regiões mais críticas. Foi feita a recomendação de utilizar, no início de desenvolvimento do projeto de um veículo, uma distância de no mínimo 55 mm entre os componentes rígidos do motor e a superfície externa do capô, para facilitar o desenvolvimento de uma estrutura que minimize as lesões em pedestres.

McCarthy e Simmons (2005) estudaram detectores de calor para identificar o calor proveniente de corpos de pedestres, conforme ilustrado na Figura 14, onde, em uma situação de atropelamento, o sensor acionaria bolsas de ar externas (airbags), conforme ilustrado na Figura 15. Com isso, a desaceleração da cabeça do pedestre, quando impactada na estrutura frontal do veículo diminuiria consideravelmente. Porém esse recurso está ainda em uma fase inicial de desenvolvimento e possui um custo muito elevado.

Figura 14: Veículo com detectores de calor (McCarthy e Simmons, 2005).

Figura 15: Veículo com bolsa de ar externa (airbag) (McCarthy e Simmons, 2005).

Farooq e Schuster (2003), ligados à empresa Ford Motor Company, estudaram, através de modelos em elementos finitos, diferentes conceitos de estruturas frontais de veículos para que minimizem os danos nas cabeças de pedestres, quando estes são atropelados. Eles demonstraram que é possível reduzir drasticamente as lesões em pedestres alterando geometrias da estrutura frontal de um veículo. Além disso, mostraram a importância em garantir uma distância mínima de 40 mm entre a superfície externa do capô e os componentes rígidos do motor do veículo para minimizar as lesões em pedestres.

Llyoyd *et al (2009),* ligados a empresa Jaguar, apresentaram em um congresso realizado na Alemanha (Euro Car Body, 2009) o sistema de proteção ao pedestre do veículo Jaguar XJ. Conforme mostra a Figura 16, durante um evento de atropelamento o capô é levantado para aumentar a distância com os componentes rígidos do motor e assim diminuir as lesões em pedestres. A Figura 17 ilustra as etapas do sistema de proteção de pedestres do instante do primeiro contato com o pedestre até o levantamento do capô. O valor apresentado de redução do HIC com esse sistema foi de 75% como ilustra a Figura 18. Portanto esse sistema mostrou ser eficaz para a redução das lesões

em pedestres, porém é um sistema com um alto valor agregado devido ao número de componentes mecânicos e eletrônicos que o definem.

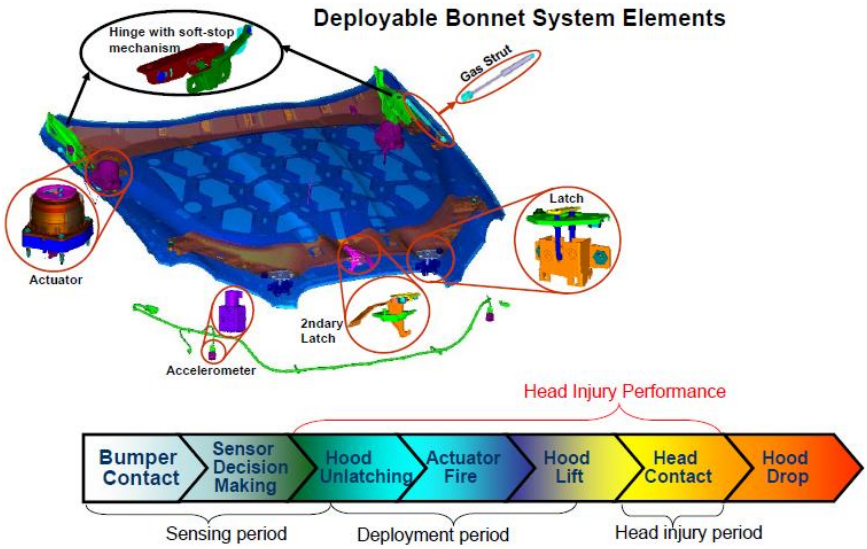


Figura 16: Componentes do sistema de levantamento de capô durante um atropelamento (Lloyd *et al*, 2009).

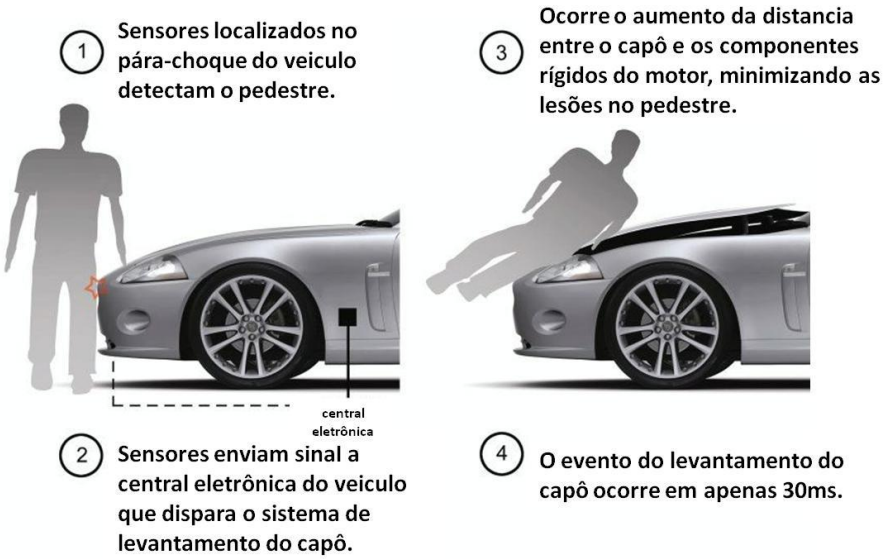


Figura 17: Sistema de levantamento de capô durante um atropelamento (Lloyd *et al*, 2009).

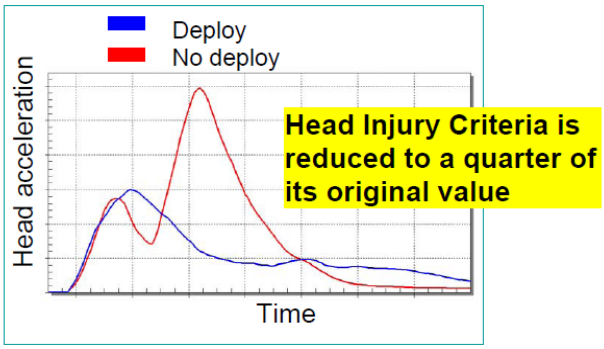


Figura 18: Comparação entre curvas de aceleração utilizando sistema de levantamento de capô durante atropelamento (Deploy) e sem a utilização (No Deploy), (Lloyd *et al*, 2009).

3.1 IMPACTO EM UM PROJETO DE VEÍCULO QUE MINIMIZE LESÕES EM PEDESTRES

Baseando-se nas pesquisas feitas para a elaboração desse estudo e na experiência adquirida em indústrias automobilísticas pode-se entender que o projeto de um veículo tem que atender um grande número de requisitos conceituais para obter a satisfação dos clientes, além de atender um grande número de requisitos legais, segurança veicular, durabilidade, emissões, para que este seja comercialmente viável. Particularmente, para minimizar as lesões na cabeça do pedestre, deve-se que projetar uma estrutura que seja capaz de deformar, para absorver a energia do impacto de modo que respeite um certo valor de desaceleração. Portanto, para um veículo atender aos requisitos de proteção ao pedestre, os principais impactos em seu projeto são:

- A massa do veículo poderá aumentar devido à adição de componentes para reduzir os danos ao pedestre;
- O ângulo de visão do motorista, conforme Figura 19, atualmente é utilizado para definir altura máxima do capô. Dessa forma os componentes rígidos do motor podem limitar a área de deformação, quando o capô for impactado pela cabeça do pedestre, ou então o ângulo de visão terá que ser diminuído;
- Classificação de reparabilidade de seguradoras seria discutida, pois os requisitos de proteção ao pedestre levam ao desenvolvimento de

componentes menos rígidos e que possuem maiores deformações. Com isso, o veículo deverá sofrer mais avarias durante impactos, conforme ilustra a Figura 20 e a Figura 21;

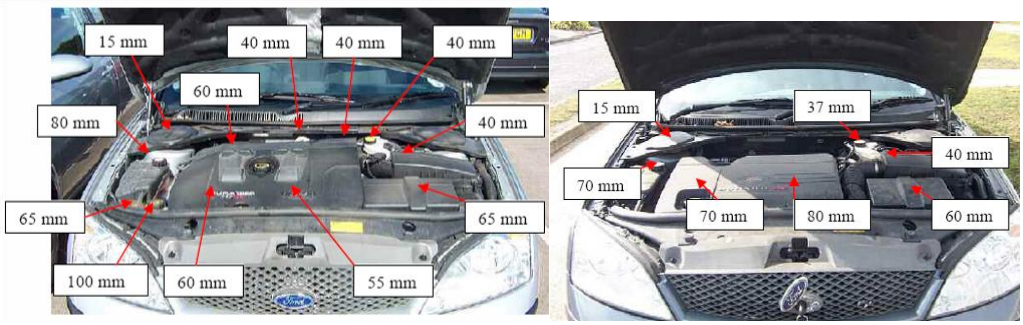
- Desenho externo do veículo (definido para atender a satisfação do cliente) deverá ser alterado para atender os requisitos de proteção ao pedestre (como por exemplo, o capô mais alto);
- Aerodinâmica será prejudicada, pois o aumento da altura da estrutura frontal do veículo resultará em um acréscimo no coeficiente de arrasto;
- Deve haver o espaço necessário para o capô deformar, quando impactado pela cabeça do pedestre, em todas as configurações de motorização, pois diversos tipos de motor são vendidos em países diferentes: motor a gasolina, álcool ou diesel. Conforme a Figura 22, o motor a diesel pode ser considerado mais crítico em algumas regiões, para a proteção ao pedestre;
- Emissões e consumo de combustível irão aumentar devido à combinação do aumento de massa do veículo e o aumento do arrasto;
- Adição de horas de desenvolvimento de engenharia, no estudo de novos componentes, geometrias, testes e aumento do número de simulações numéricas, aumentarão o custo agregado ao projeto.

Figura 19: Diminuição do ângulo de visão de 8,6º para 6,6º devido ao aumento da altura do capô, em 30 mm, em vermelho para atender os requisitos de proteção ao pedestre (Berg *et al*, 2002).

Figura 20: Suporte do limpador de pára-brisa com menor carga de ruptura para proteção de pedestre (Berg *et al*, 2002).

(a) (b)

Figura 21: Suporte do pára-lama visando à proteção de pedestre, a Figura (a) ilustra a estrutura antes do teste de impacto de cabeça e a Figura (b) estrutura após o impacto (Berg *et al*, 2002).



(a) (b)

Figura 22: Distância entre o capô do veículo para componentes rígidos do motor, a Figura (a) ilustra o motor a diesel e a Figura (b) o motor a gasolina (Berg *et al*, 2002).

CAPÍTULO 4

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A análise de estruturas submetidas a carregamento de impacto envolve, geralmente, geometrias complexas, grandes deformações, plasticidade, variações de temperatura, efeitos de inércia, separação do material, etc... É, portanto, um dos fenômenos mais complicados da engenharia estrutural.

Entretanto, devido à complexidade e aos elevados custos relacionados com investigações experimentais, e ainda poucos laboratórios no Brasil possuem a aparelhagem necessária para fazê-los, não é viável basear todo o estudo de impacto apenas em testes.

Como alternativa, os métodos analíticos clássicos permitem o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos os seus pontos. Porém, encontrar o equilíbrio de uma estrutura contínua, significa resolver um sistema de equações diferenciais no tempo e espaço. Isto é, a equação de equilíbrio de um corpo elástico sujeito à ação de forças de corpo $\boldsymbol{X}=[b_x,b_y,b_z]^T$, causando deslocamentos $\boldsymbol{u}=[u,v,w]^T$, deformações e tensões $\boldsymbol{\sigma}$ é dada por,

$$\partial^T \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{X} = \boldsymbol{m}\ddot{\boldsymbol{u}} \tag{4.1}$$

onde $\boldsymbol{\sigma}$ representa o tensor de tensões,

$$\boldsymbol{\sigma}^T = \begin{bmatrix} \sigma_{XX} & \sigma_{YY} & \sigma_{ZZ} & \sigma_{XY} & \sigma_{YZ} & \sigma_{ZZ} \end{bmatrix} \tag{4.2}$$

e ∂ é a matriz de derivadas parciais,

$$\partial = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \tag{4.3}$$

Esta solução, quando existir, pode ser bastante complexa, dependendo da geometria, carregamento e condições de contorno da estrutura. Portanto, soluções analíticas são conhecidas somente para alguns casos mais simples.

A maioria das estruturas são muito complexas para serem analisadas pelas técnicas clássicas, portanto seria interessante desenvolver procedimentos aproximados, que possam ser aplicados em caráter geral, independente da forma da estrutura e da condição de carregamento, dentro da precisão aceitável do problema de engenharia. Um caminho alternativo aos procedimentos analíticos clássicos é o Método dos Elementos Finitos (MEF). Desde o surgimento do MEF, no ano de 1950, ele vem se tornando muito popular e largamente aplicado à engenharia. O avanço da tecnologia, no que se refere à potência de computadores, tornou possível a utilização de modelos de materiais muito realistas em estruturas bastante complexas.

Atualmente, portanto, projetos devem minimizar o número de ensaios experimentais, de modo a colher com eficiência dados que caracterizem o material nas condições necessárias de estudo. Esses dados, analisados, fornecem as informações necessárias para simulação numérica do problema. Dessa forma, pode-se racionalizar os investimentos, direcionando novos poucos testes experimentais, em situações reais, para validação da caracterização.

Na prática, a análise por elementos finitos consiste em três passos:

1. Pré-processamento, que consiste na construção do modelo a ser analisado. Nessa construção, a geometria é subdivida em elementos e são aplicadas as condições de contorno e o carregamento. Não existe uma metodologia definida para a geração da melhor malha em uma estrutura contínua, pois se deve considerar geometria, carregamento e tipo de elemento a ser empregado. Na maioria dos casos são utilizados elementos quadriláteros e os hexaedros, por apresentarem um baixo custo computacional. Entretanto, os elementos triangulares e tetraedros podem ser utilizados em geometrias mais complexas.

2. Análise, onde os dados preparados no pré-processamento são usados para alimentar o software de análise numérica.

3. Pós-processamento, nessa última etapa analisa-se, interpreta-se e verifica-se a coerência dos dados gerados na análise.

Para os problemas mecânicos, os dados a serem analisados no pós-processamento podem ser:

- Deslocamentos nodais;
- Deformações da geometria;
- Gradientes de tensão;
- Gradientes de temperatura;
- Freqüências naturais e modos de vibrar da estrutura.

Neste capítulo são introduzidos alguns conceitos do Método dos elementos finitos, visando posterior utilização e entendimento do código de utilizado.

4.1 CONCEITOS BÁSICOS

A abordagem do equilíbrio da estrutura pode ser efetuada considerando-a um sistema discreto. O sistema é subdividido em número finito de elementos de geometria simples que juntos aproximam a forma do domínio. Esses elementos podem ser triângulos, quadriláteros, tetraedros, hexaedros, etc... Elementos adjacentes estão conectados entre si através de seus nós dos vértices – chamados pontos nodais ou simplesmente nós.

Deve-se considerar, quando se decide o tamanho do elemento, que o modelo virtual represente com boa aproximação a estrutura, e com isso, o resultado do modelo discretizado em elementos finitos tenha uma correlação com o modelo físico. Por outro lado, elementos muito pequenos geram altos custos de processamento. A Figura 23 representa um modelo em elementos finitos de um veículo, onde se pode observar a subdivisão da estrutura em elementos e a Figura 24 mostra a correlação de um modelo de elementos finitos com um modelo físico submetidos ao mesmo teste de impacto.

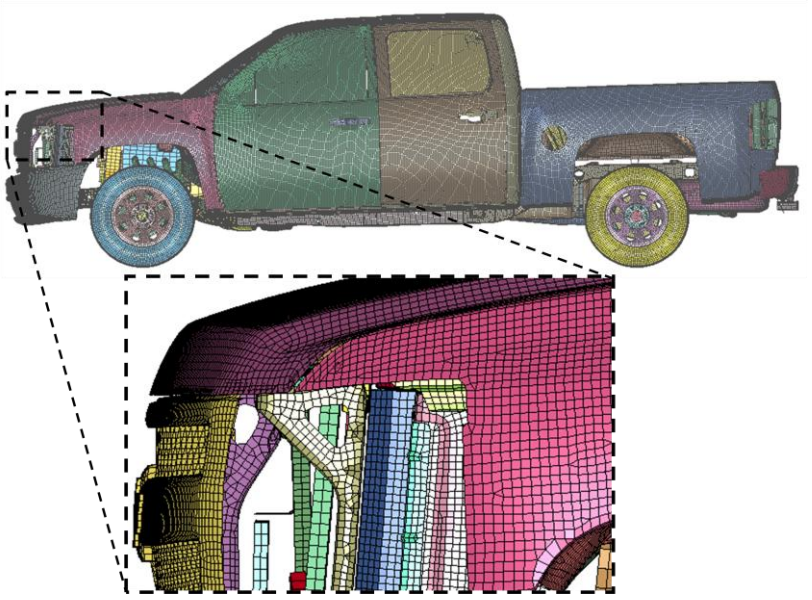
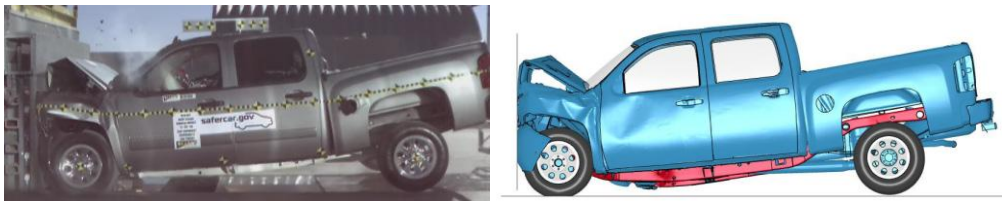


Figura 23: Detalhe da discretização em elementos finitos triangulares e quadrangulares de uma região de um modelo de veículo em elementos finitos (NHTSA, 2009).



(a) (b)

Figura 24: Veículo (a) submetido a um teste experimental e (b) teste virtual de impacto (NHTSA, 2009).

A base teórica que envolve a análise de elementos finitos linear assume que os deslocamentos decorrentes dos carregamentos a qual a estrutura está sujeita são infinitesimalmente pequenos e as propriedades mecânicas dos materiais da estrutura em estudo apresentam apenas as características lineares elásticas. Além disso, assume-se que as condições de contorno permanecem inalteradas durante a aplicação das cargas no modelo de elementos finitos da estrutura. A equação de equilíbrio de sistema linear dinâmico num sistema de elementos finitos pode ser definida como (BATHE, 1996):

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F\} \tag{4.4}$$

Onde:

[M] é a matriz de massa;

[C] é a matriz de amortecimento;

[K] é a matriz de rigidez;

$\{\ddot{u}\}$ é o vetor de acelerações;

$\{\dot{u}\}$ é o vetor de velocidades;

$\{u\}$ é o vetor de deslocamentos;

{F} é o vetor de forças aplicadas.

A obtenção das relações matemáticas definidas pela equação (4.5), que permitem a resolução do problema, está assentada em algumas leis fundamentais:

- Equilíbrio: com base no princípio da mínima energia potencial. A energia potencial é definida pela diferença entre a energia de deformação interna e energia das forças externas. O princípio estabelece que, entre todos os *campos de deslocamento admissíveis,* aquele que satisfaz as equações de equilíbrio torna a energia potencial estacionária com respeito a pequenas variações admissíveis do deslocamento a partir do estado de equilíbrio.

- Comportamento do material: a lei constitutiva define a relação entre tensão e deformação. A lei mais simples, conhecida como Lei de Hooke, é uma relação é linear.

4.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NÃO LINEAR

Para compreender problemas que envolvem impactos, como por exemplo, a colisão de automóveis e o estudo abordado nessa dissertação, uma boa representação dos fenômenos envolvidos requer estudos que levam em consideração o comportamento não-linear da estrutura. A não-linearidade de um fenômeno ocorre por várias causas, plasticidade, grandes deslocamentos, grandes rotações e os efeitos originários do contato e atrito entre partes. Dessa forma, as não-linearidades podem ser divididas em:

- Não-linearidade geométrica: ocorre, por exemplo, quando as deformações são grandes o suficiente para significativamente alterar o modo com que a carga é aplicada ou o modo com que a carga é resistida pela estrutura. A não linearidade geométrica é um assunto bastante complexo, principalmente no que diz respeito ao uso de medidas objetivas e

energéticamente conjugadas de tensão e deformação (Bonet e Wood, 1997);

- Não-linearidade de material: ocorre quando a relação entre tensão e deformação não é linear. Particularmente no caso de materiais como aço, a não linearidade surge quando a carga aplicada gera tensões acima do limite de escoamento, gerando deformação permanente, e perda de resistência e rigidez;
- Não-linearidade de contato: em problemas práticos, duas estruturas (ou duas partes de uma mesma estrutura) podem entrar em contato devido a deformações e/ou deslocamentos causados por agentes externos.

A Figura 25 mostra de uma forma esquemática as não linearidades citadas anteriormente.

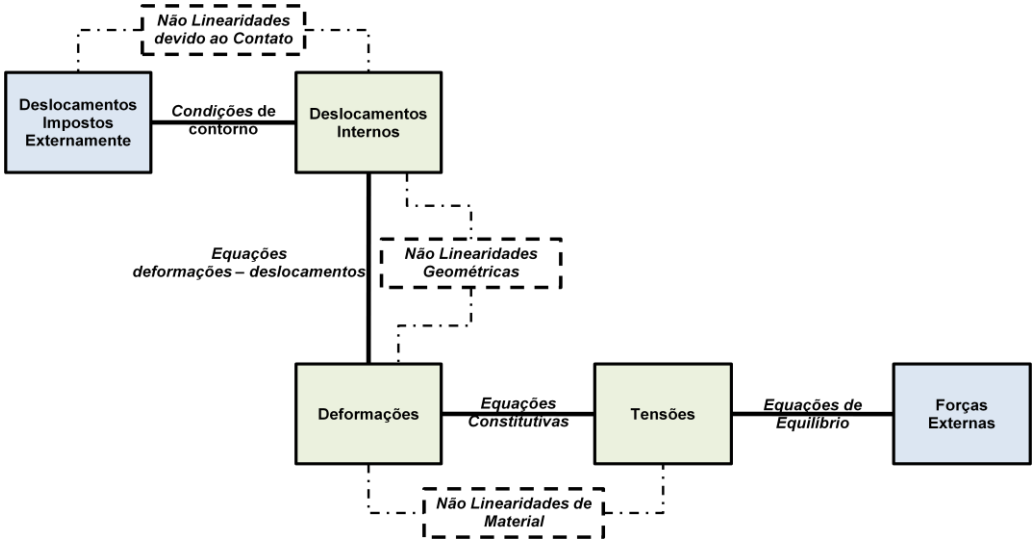


Figura 25: Fluxograma do método dos elementos finitos não linear (Adaptado de Crisfield, 1997).

Para que o problema seja não-linear, a matriz de rigidez [K] deve ser dependente do vetor de deslocamentos {u} ou de suas derivadas, e dessa forma para o instante t_n, a equação (4.4) fica:

$$[M]\{\ddot{u}(t_n)\} + [C]\{\dot{u}(t_n)\} + [K(u(t_n))]\{u(t_n)\} = \{F(t_n)\} \tag{4.5}$$

Apesar de discretizado no espaço, a equação (4.5) representa matematicamente um sistema de equações lineares de segunda ordem no tempo que a princípio, que poderiam ser resolvidas através de algum procedimento padrão para solução de equações diferenciais (Boulos, 1999). Entretanto, novamente, a solução desse sistema de equações pode se tornar muito trabalhosa se a ordem das matrizes for muito grande, o que é comum para estruturas reais de engenharia. E neste ponto, alguns procedimentos alternativos de solução podem ser usados.

Esses procedimentos alternativos podem ser divididos em dois grupos, conforme a Tabela 2:

Tabela 2: Procedimentos Alternativos de Integração

Métodos de Integração Direta	Métodos de Superposição Modal
• Método de Newmark • Método das Diferenças Centrais • Método de Houbolt • Método θ de Wilson	• Mudança de base – coordenadas generalizadas

O método da superposição modal considera a solução como uma combinação dos modos de vibrar de uma estrutura. A equação final com vários graus de liberdade é transformada em várias equações com um grau de liberdade. Nos problemas não-lineares, que envolvem plasticidade, grandes deformações e contato, os Métodos de Superposição Modal não podem ser utilizados. Desta forma, a solução dos sistemas de equações diferenciais se dá pelos Métodos de Integração Direta.

O Método de Integração direta tem o objetivo de satisfazer a equação (4.5) para um instante t_{n+1}, em um intervalo de tempo discretizado a cada Δt, dados os valores de deslocamento, velocidade e aceleração em um instante t_n, onde $t_{n+1} = t_n + \Delta t$. Isto significa basicamente que o equilíbrio, incluindo os efeitos

de inércia e de amortecimento, é procurado em pontos de tempo discretos dentro de um intervalo de solução. E a suposição da solução dentro do intervalo determina a precisão, estabilidade e custo computacional do procedimento (BATHE, 1996).

Em geral, algoritmos que resolvem problemas de impacto utilizam o método explícito das diferenças centrais para integrar as equações.

Considerando-se na equação (4.5) $u(t_n)=u_n$ e sabendo-se a solução no instante t_n e t_{n-1}, busca-se a solução no instante t_{n+1}. O método utiliza as seguintes expressões para aproximar os termos da velocidade e aceleração iniciais:

$$\{\dot{u}_n\} = \frac{1}{2\Delta t}\{u_{n+1} - u_{n-1}\} \tag{4.6}$$

$$\{\ddot{u}_n\} = \frac{1}{(\Delta t)^2}\{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}\} \tag{4.7}$$

Sendo Δt o incremento de tempo. Substituindo as equações (4.6) e (4.7) em (4.5), tem-se:

$$[M]\left\{\frac{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}}{(\Delta t)^2}\right\} + [C]\left\{\frac{u_{n+1} - u_{n-1}}{2\Delta t}\right\} + [K]\{u_n\} = \{F_n\} \tag{4.8}$$

E rearranjando os termos,

$$\left[\frac{1}{\Delta t^2}[M] + \frac{1}{2\Delta t}[C]\right]u_{n+1} = F_n - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2}[M]\right)u_n - \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] - \frac{1}{2\Delta t}[C]\right)u_{n-1} \tag{4.9}$$

Portanto, o deslocamento u_{n+1}, presente no primeiro membro da equação (4.9) é a incógnita a ser determinada, pois os termos do segundo membro da equação são todos conhecidos.

E de maneira simplificada, pode-se dizer que os deslocamentos no instante t_{n+1} são dados explicitamente pelos deslocamentos nos instantes t_n e $t_{n-1} = t_n - \Delta t$.

A análise explícita se refere ao método numérico usado para representar e resolver as derivadas de tempo nas equações de energia e movimento. Nesse caso, um sistema de equações algébricas explícitas é escrito para todos os nós da malha no instante t+Δt. Essa metodologia de solução baseada na integração explícita do tempo é bastante adequada para as simulações dinâmicas e de curta duração, tais como as análises de impacto, mas se torna altamente ineficiente em análises estáticas e de longa duração.

Métodos explícitos são, do ponto de vista computacional, bastante rápidos, mas são condicionalmente estáveis. O intervalo de tempo Δt deve ser menor que um valor crítico para manter a solução estável e garantir convergência de resultados. Para isso, o intervalo de tempo deve ser menor do que o tempo que um sinal leva para viajar, na velocidade da propagação de uma onda elástica no material, entre dois pontos nodais.

Portanto, o valor crítico do intervalo, para o caso unidimensional, pode ser calculado por:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{c} = \frac{\Delta x}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \tag{4.10}$$

Onde Δt é o intervalo de tempo, Δx é a distância entre dois nós (depende, portanto, do tamanho do elemento finito), c é a velocidade de propagação de onda elástica em um material de módulo de elasticidade E e densidade ρ.

Como medida de segurança, o valor de intervalo utilizado pelo software de elementos finitos LS-DYNA, por exemplo, é 90% do valor calculado pela expressão acima (HALLQUIST, 2002).

Para cada iteração, quando é necessário estabelecer o incremento de tempo, o LS-DYNA verifica todos os elementos. Na fórmula, $\Delta t = 0.9\frac{L}{c}$ o comprimento característico *L* e a velocidade de propagação da onda elástica *c* são dependentes do tipo de elemento. Por exemplo, para elemento de casca:

$$L = \frac{(1+\beta)A_s}{\max[L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4]} \tag{4.11}$$

Onde,

β =0 para elementos quadrangulares;

A_s é a área do elemento;

L_i é o comprimento dos lados que definem o elemento casca (i=1...4).

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \tag{4.10}$$

A velocidade de propagação da onda unidimensional (conforme equação 4.10), para cada tipo de material, é listada na Tabela 3.

Tabela 3: Velocidade de propagação da onda.

Material	Velocidade de propagação da onda (m/s)
Aço	5240
Alumínio	5328
Titânio	5220

Para exemplificar o cálculo do intervalo de tempo máximo em um elemento de casca quadrangular, será utilizado como base o modelo da Figura 20, onde o menor elemento quadrangular encontrado possui as dimensões conforme ilustrado na Figura 26.

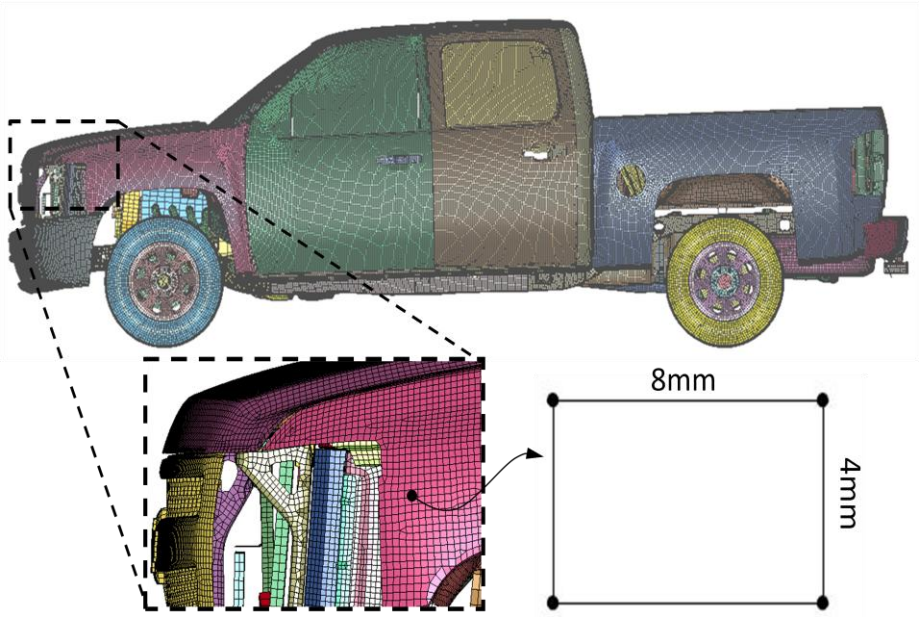


Figura 26: Menor elemento de casca quadrangular encontrado neste modelo em elementos finitos.

O comprimento característico L, é calculado da seguinte forma:

$$L = \frac{(1+\beta)A_s}{\max[L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4]} = \frac{(1+0)4x8}{8} = 4mm = 0{,}004m$$

Como o material associado a esse elemento é o aço, a velocidade de propagação é obtida pelo seguinte cálculo:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} = \sqrt{\frac{200x10^9}{7860(1-0{,}3^2)}} = 5287m/s$$

Portanto, o incremento de tempo máximo será:

$$\Delta t = 0,9\frac{L}{c} = 0,9\frac{0,004}{5287} = 6,80x10^{-7}\,s$$

Como pode-se observar o valor do incremento de tempo para garantir a estabilidade da análise pelo método explícito é pequeno.

Analogamente à análise explícita, a análise implícita também se refere a um método numérico usado para resolver as derivadas do tempo e espaço da equação diferencial de equilíbrio. A vantagem deste método é que ele é incondicionalmente estável (não há tamanho de *intervalo* crítico). Em contrapartida, ele apresenta algumas desvantagens tais como o grande esforço computacional requerido para formar, armazenar e inverter o sistema de equações. A Tabela 4 apresenta as vantagens para cada tipo de análise.

Tabela 4: Vantagens dos Algoritmos Explícito e Implícito.

Algoritmo Explícito	Algoritmo Implícito
• É robusto e mais simples de programar; • É mais rápido que o algoritmo implícito; • Requer menos memória que o algoritmo implícito; • Pode ser paralelizado; • Tem bom desempenho para a instabilidade da rigidez.	• É incondicionalmente convergente: a convergência é garantida independentemente do tamanho do intervalo de tempo; • É a solução natural e completa do problema: não faz simplificações (matrizes não são diagonais).

CAPÍTULO 5

CONSTRUÇÃO DO MODELO EM ELEMENTOS FINITOS

O estudo do impacto de pedestre em diferentes tipos de capô envolve várias geometrias, condições de contorno e carregamento. Neste capítulo, os modelos da cabeça, capôs e apoios que serão utilizados na análise em elementos finitos são detalhados.

5.1 MODELO DE CABEÇA SIMPLIFICADO (SUBMODELO)

Para propósitos de estudos, modelos matemáticos vêm sendo propostos nos últimos 30 anos para complementar os testes feitos com cadáveres, animais, voluntários e bonecos. Todos os modelos utilizados em simulação e bonecos de testes (conhecidos como dummies) são uma aproximação do sistema real a ser estudado. Testes e simulações feitas com dummies de corpo inteiro aparentemente são a escolha mais óbvia para representar as condições reais de um atropelamento, porém, existem as seguintes desvantagens:

- A repetibilidade dos testes usando estes dummies é muito difícil, pois pequenas variações na configuração inicial do teste terão uma grande influência na severidade e na posição de impacto entre as partes do dummie e do veículo (Berg *et al*, 2002);
- Seriam necessários vários dummies com diferentes estaturas para testar todas as áreas de impacto possíveis, pois, as regiões de impacto dependem da estatura do pedestre, assim como a posição do primeiro contato do pedestre com o veículo. Com isso, seria muito difícil prever e controlar com precisão as posições e regiões de impacto do corpo do dummie no veículo, particularmente a cabeça;

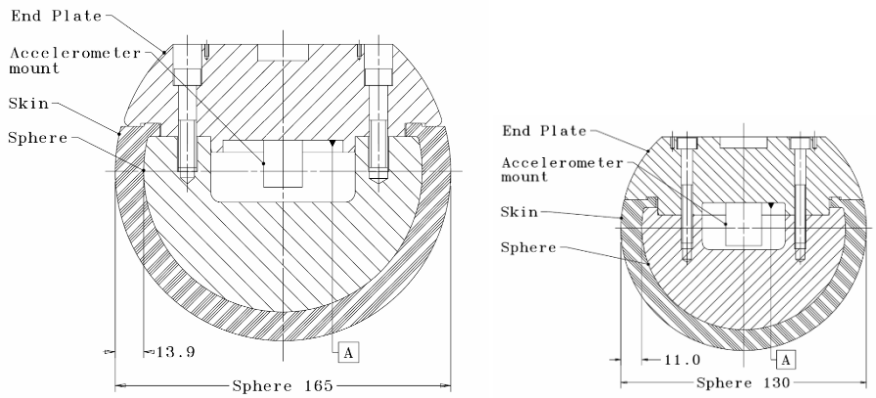
- Para obter valores fiéis aos obtidos com o corpo humano teríamos que ter uma biofidelidade correta do corpo inteiro no modelo de teste e no matemático.

Portanto, para determinar procedimentos de testes, subsistemas foram estudados para eliminar as desvantagens do uso de um sistema completo. As vantagens da utilização de subsistemas são:

- Podem ser usados em qualquer potencial região de impacto de um pedestre;
- Podem ser direcionados precisamente em regiões consideradas de risco, com garantia de repetibilidade;
- Menor custo;
- Menor tempo de processamento (Elementos Finitos);
- Os testes tornam-se mais simples para as indústrias automobilísticas desenvolverem veículos que atendam os requisitos de proteção ao pedestre.

5.1.1 Representação biomecânica do submodelo

Para a representação biomecânica da cabeça humana, foram definidos dois submodelos padrões, onde as dimensões e propriedades dos materiais foram estudadas e especificadas pelo comitê europeu de melhorias da segurança de veículos (EEVC) para que tivessem uma biofidelidade com a cabeça de um adulto e uma criança, conforme Figura 27. Conforme mostra a figura, o modelo é composto de uma base de alumínio e um elastômero que representa a pele. A desaceleração da cabeça é medida por um acelerômetro na região central da cabeça.



(a) (b)

Figura 27: Dimensões especificadas para a construção de um submodelo de cabeça, a Figura (1) ilustra as dimensões de uma cabeça de adulto e a Figura (b) ilustra as dimensões da cabeça de uma criança (EEVC WG17, 2002).

5.1.2 Representação numérica do submodelo

Baseando-se nas dimensões especificadas conforme a Figura 27, são gerados os modelos em elementos finitos. O modelo utilizado neste estudo é formado por 14.800 nós, 4000 elementos de casca e 11.400 elementos sólidos e o acelerômetro é representado pelo componente rosa na Figura 28.

Os materiais considerados e pré-estabelecidos pela EEVC de forma a representar o comportamento biomecânico da cabeça, foram indicados com o objetivo de obter um corpo de provas duráveis e que possuam repetibilidade. O alumínio foi indicado para a base e interior da cabeça, com propriedades determinadas pela curva tensão x deformação apresentada na Figura 29. Um polímero elastômero foi indicado para simular a pele humana, conforme Figura 30. Após a finalização do modelo em elementos finitos é necessário a sua validação conforme os parâmetros requisitados pela EEVC. Para tal, o modelo é rotacionado horizontalmente 50 graus, conforme Figura 31, e impactado horizontalmente a 7 mm/ms por um cilindro rígido de 70mm de diâmetro com raio das bordas de 5mm. A aceleração monitorada pelo acelerômetro dentro da cabeça deverá estar dentro do limite inferior 290 G e superior 350 G. O teste foi feito e atende à norma, conforme ilustra a Figura 32.

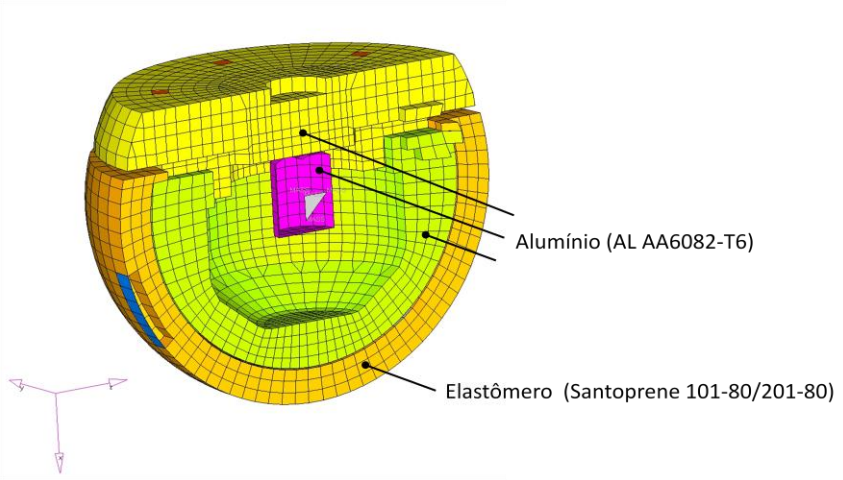


Figura 28: Identificação dos materiais utilizados no submodelo (EEVC, 2004).

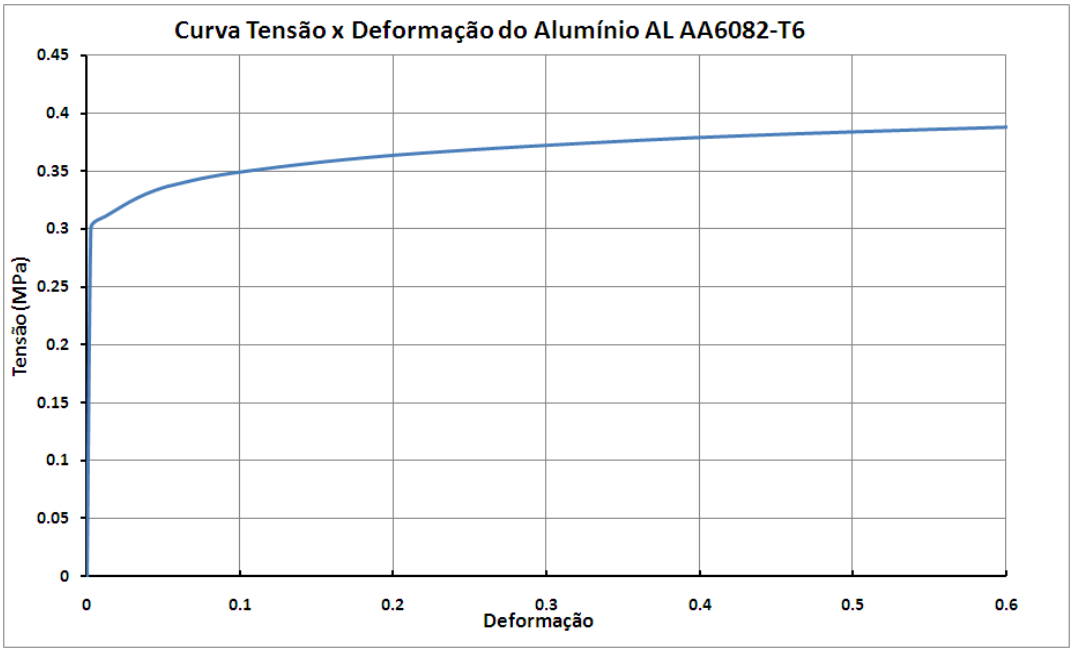


Figura 29: Curva tensão x deformação real do material alumínio utilizado no submodelo.

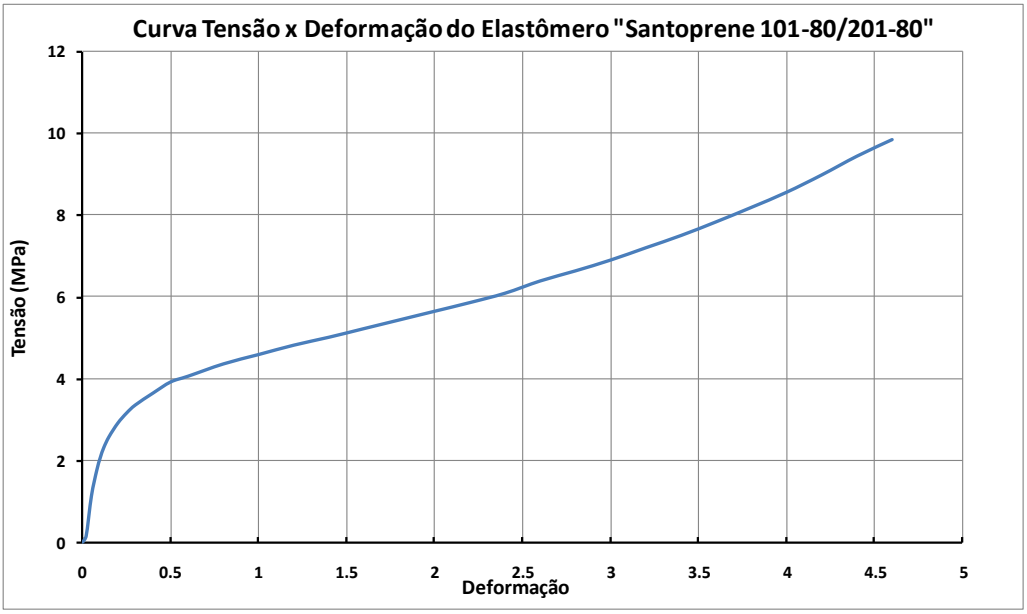


Figura 30: Curva tensão x deformação real (compressão) do material elastômero utilizado para simular o tecido humano no submodelo.

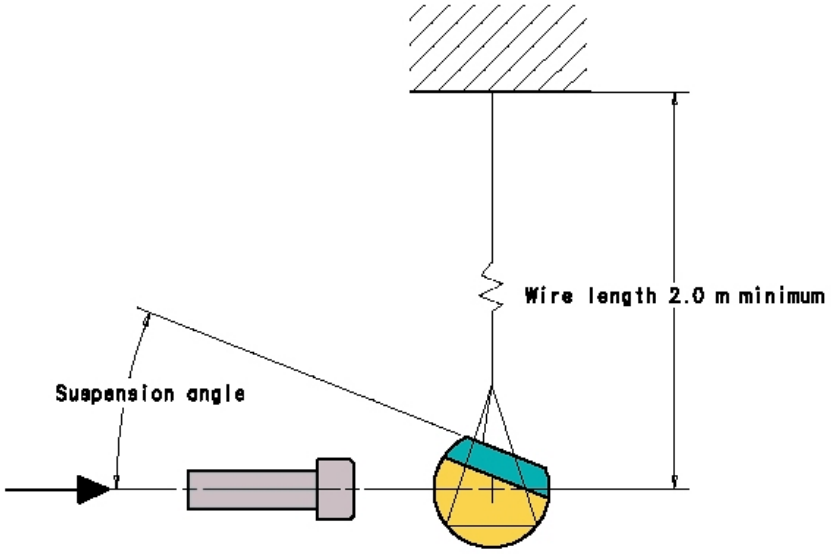


Figura 31: Configuração do teste para validação da cabeça (EEVC WG17, 2002).

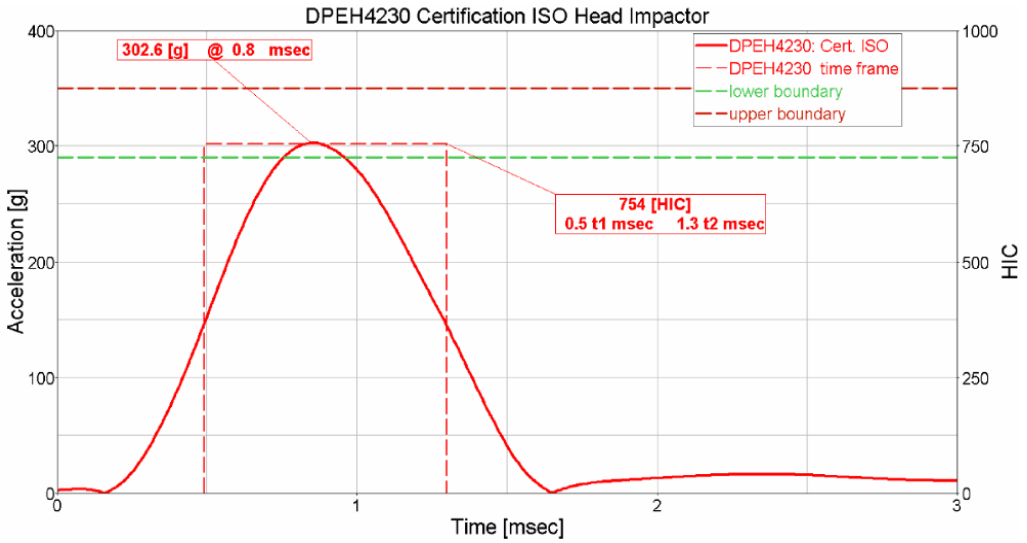


Figura 32: Validação do modelo em elementos finitos conforme a norma EEVC, 2002, onde podemos constatar que o pulso de aceleração está dentro dos limites determinados (entre 290G e 350G).

5.2 VEÍCULO EM ELEMENTOS FINITOS UTILIZADOS NESTE ESTUDO

O veículo utilizado neste estudo é o Daewoo GEO METRO, disponibilizado em elementos finitos pela agência americana de segurança de tráfego (NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration) para estudos. A Figura 33 ilustra o veículo e o modelo em elementos finitos.

(a) (b)

Figura 33: Veículo Geo Metro ano 1997 (a) e veículo representado por elementos finitos (b) (NHTSA, 2009).

5.2.1 Definição da área de impacto do submodelo no capô do veículo

A definição da área de impacto da cabeça com o veículo foi definida pelo EEVC, com o objetivo padronizar os testes, delimitando a região onde a cabeça de uma criança e a cabeça de um adulto poderiam impactar na estrutura do veículo. Para isso são traçadas duas linhas referentes ao solo, uma a 1000 mm e a outra a 1500 mm, representando a altura de uma criança, para definir região de impacto. Também são traçadas outras duas linhas a 1500 mm a 2100 mm, representando a altura de um adulto. As linhas são mostradas na Figura 34. Dessa forma cada categoria de veículo, devido às diferentes dimensões, terá uma diferente região de impacto, porém o capô será sempre impactado, conforme mostrado na Figura 35.

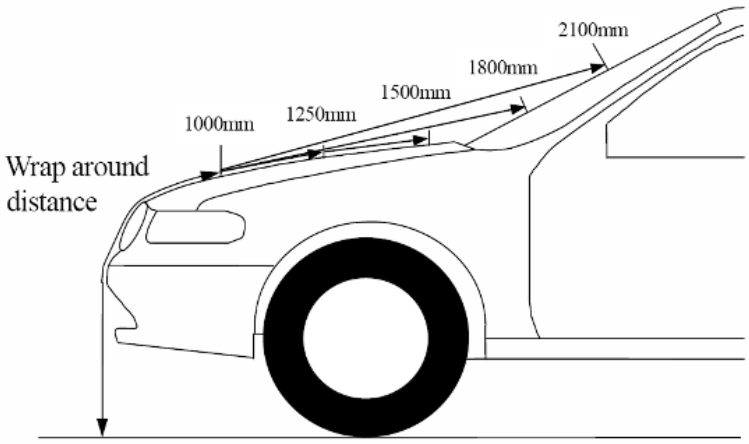


Figura 34: Definição da área de impacto de pedestres para crianças e adultos (EEVC WG17, 2002).

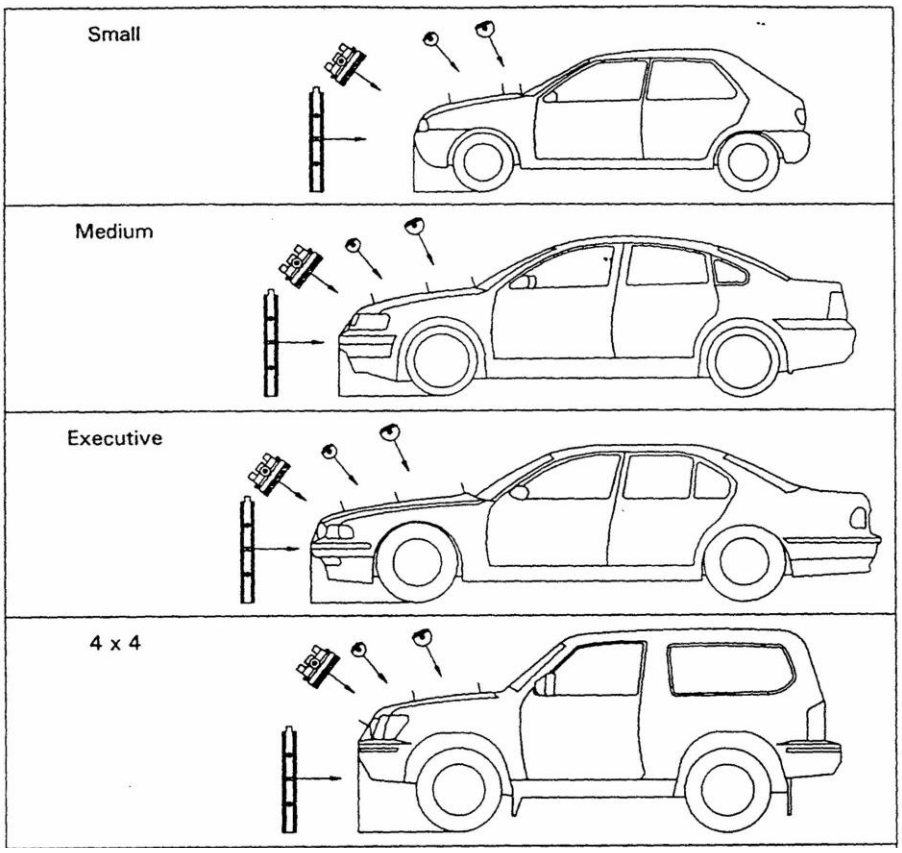


Figura 35: Área de impacto de pedestres por categoria de veículos (EEVC WG17, 2002).

Portanto, utilizando o critério definido pela EEVC no modelo de veículo utilizado neste estudo, as linhas referentes ao solo 1000 mm e 1500 mm estão ilustradas na Figura 36. Dessa forma a área de impacto da cabeça no capô do veículo está ilustrada na Figura 37.

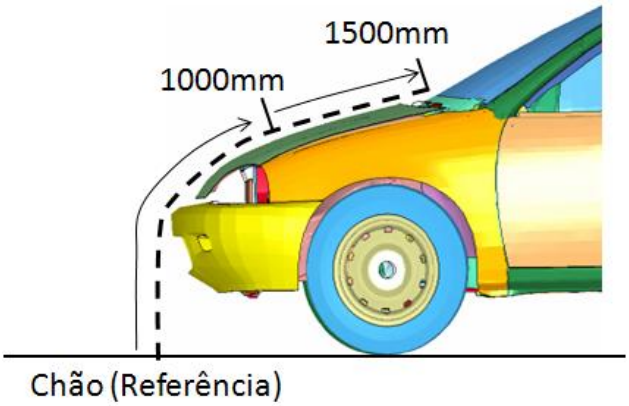


Figura 36: Distâncias de 1000 mm e 1500 mm referentes ao solo, para definição da área de impacto do submodelo da cabeça de criança no veículo estudado.

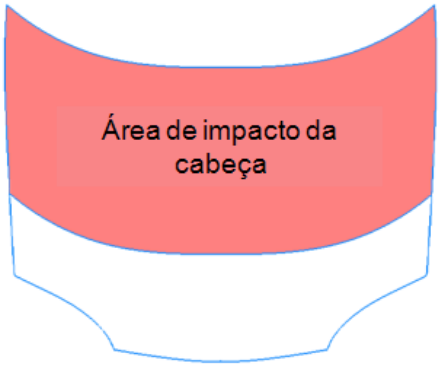


Figura 37: Área de impacto do submodelo da cabeça no veículo estudado.

5.2.2 Velocidade de impacto do submodelo da cabeça no veículo

Além da região de impacto, os estudos feitos pela união européia (EEVC) também focaram na determinação de uma velocidade de impacto da cabeça com o veículo. Para isso, foram agrupados os dados obtidos de diversos casos reais de atropelamento, com dados obtidos de testes de atropelamentos com cadáveres e simulações numéricas com dummies de corpos completos, para assim determinar a velocidade do veículo e a velocidade com que a cabeça impactava o veículo. Baseando-se em reconstituições reais de acidentes, onde o veículo trafegava próximo da velocidade média permitida das vias, o tempo de reação do motorista e tempo de reação do veículo, foi definido que a velocidade média que o veículo impactava um pedestre era 40 Km/h que a velocidade de impacto da cabeça dependia da estatura do pedestre. No caso de um pedestre com estatura entre 1,0 m e 1,5 m a velocidade encontrada variou entre 25 Km/h e 33 Km/h; e para um pedestre de estatura maior do que 1,5 m a velocidade encontrada variou entre 23,2 Km/h e 34,6 Km/h. Determinou-se, então, que a velocidade de impacto da cabeça de uma criança e de um adulto seria de 35 Km/h, para padronizar a configuração do teste e ter uma margem de segurança, e o ângulo de impacto seria 50º para a cabeça de uma criança e 65º para um adulto. O método de avaliação das lesões determinado pela EEVC é a desaceleração da cabeça, onde é medido o HIC, que deverá ser menor do que 1000 em toda área frontal do veículo.

5.3 MODELOS DE CAPÔS UTILIZADOS PELAS INDÚSTRIAS AUTOMOBILÍSTICAS

Diferentes modelos de estruturas de capô de veículos são utilizados pelas indústrias automobilísticas, conforme podemos visualizar na Figura 38 e na Figura 39, para atender os diferentes requisitos de desenvolvimento. Como se pode observar pela Figura 39 os capôs dos veículos projetados para atender os requisitos de proteção ao pedestre possuem um conceito diferente, onde não existe a estrutura na região central do painel interno do capô.

Particularmente este estudo tem como objetivo avaliar os principais modelos utilizados pelas indústrias automobilísticas, pelo critério de nível de dano causado a um pedestre em caso de atropelamento.

Figura 38: Modelos de estruturas convencionais internas de capô.

(a) (b) (c)

Figura 39: Modelo de estrutura interna de capô visando os requisitos de proteção ao pedestre (Foto do capô do veículo Volkswagen Tiguan ano 2008 (a), Citroen C4 ano 2009 (b) e Fiat 500 ano 2010 (c), que atendem os requisitos de proteção ao pedestre).

5.4 MODELOS DE CAPÔS ESTUDADOS

A estrutura em forma de cone, Figura 40, tem como objetivo aumentar a rigidez do capô para atender requisitos de desenvolvimento de projeto, como

durabilidade e deformações permanentes durante o uso. A geometria interna da estrutura é feita com cones de 30 mm de diâmetro e dispostos em ângulos de 60º, com os seus centros distanciados em 60 mm.

Figura 40: Estrutura interna do capô em forma de cone.

A estrutura com reforços diagonais, Figura 41, tem como vantagem a redução de massa, porém a sua rigidez é menor do que a de cones. Esse tipo de estrutura é a mais utilizada pelas indústrias automotivas, e as dimensões das nervuras podem ser desenvolvidas para ajustar a rigidez da estrutura quando necessário.

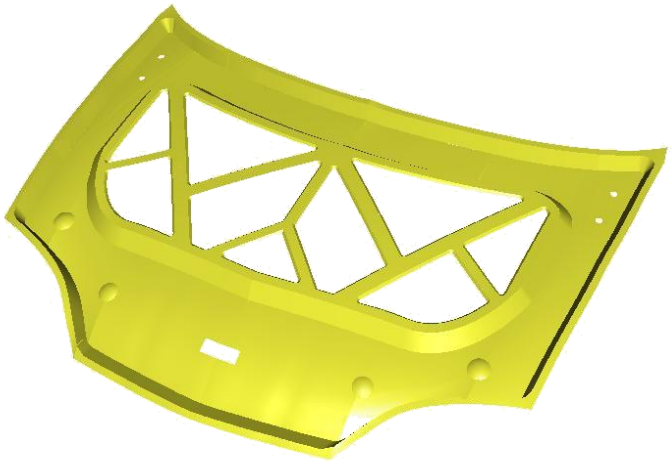


Figura 41: Estrutura interna do capô com reforços diagonais.

A estrutura sem os reforços, Figura 42, tem a desvantagem de possuir uma menor rigidez, porém vem sendo estudada por possuir vantagens para a proteção ao pedestre, além de obter uma redução de massa. Um grande problema encontrado nesse tipo de estrutura é a necessidade de grande espaço livre entre os componentes do motor e o painel externo do capô, devido à grande deformação causada pelo impacto da cabeça em testes e simulações.

Figura 42: Estrutura interna do capô sem reforços diagonais.

Com o objetivo de avaliar apenas a influência da estrutura interna, o painel externo considerado nestas análises será sempre igual, com espessura de 0,65 mm, e está mostrado na Figura 43.

Figura 43: Estrutura externa do capô.

5.4.1 Propriedades dos Materiais que serão considerados nos capôs.

Neste estudo serão consideradas chapas de aço conformadas a frio, tanto para estrutura interna quanto painel externo. As propriedades apresentam-se na Tabela 5. As curvas tensão versus deformação de engenharia para a estrutura interna do capô estão resumidas na Figura 44 e para o painel externo estão resumidas na Figura 48. O modelo de material escolhido foi baseado nos dados obtidos experimentalmente pela NHTSA, onde se verificou um comportamento dependente da taxa de deformação.

Tabela 5: Propriedades do aço utilizado na estrutura interna e painel externo do capô.

	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão de ruptura (MPa)
Estrutura Interna	200	320
Painel Externo	240	380

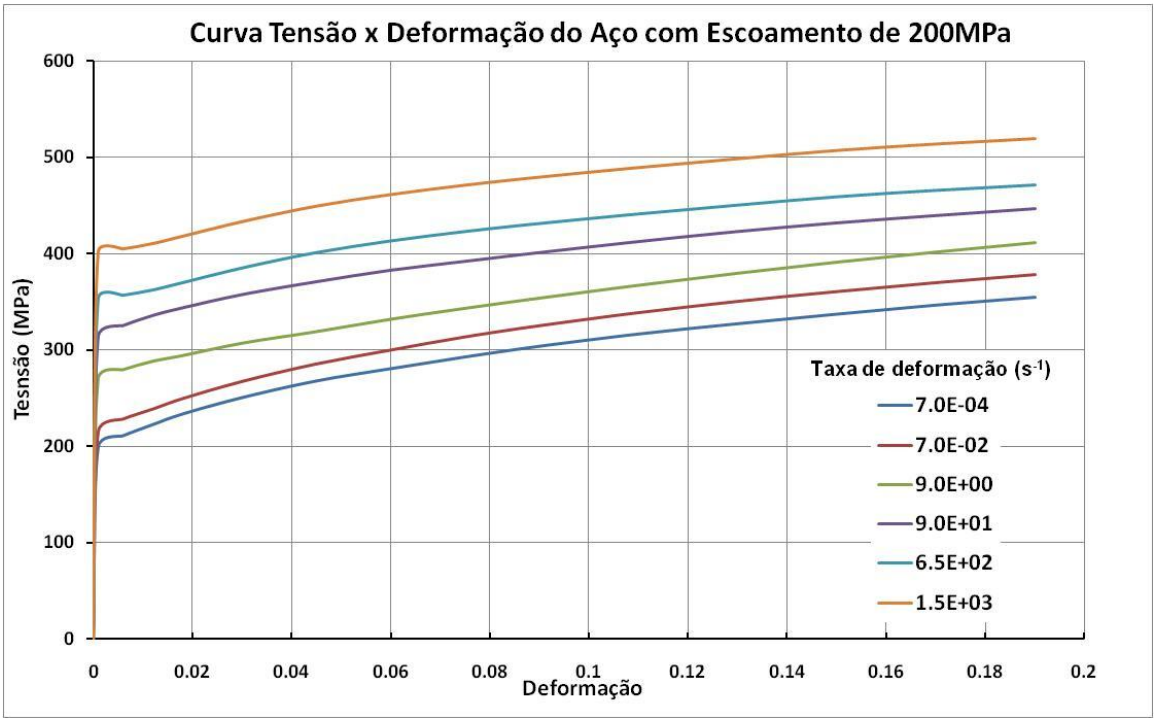


Figura 44: Curva tensão x deformação para diferentes taxas de deformação do material aço utilizado na estrutura interna do capô.

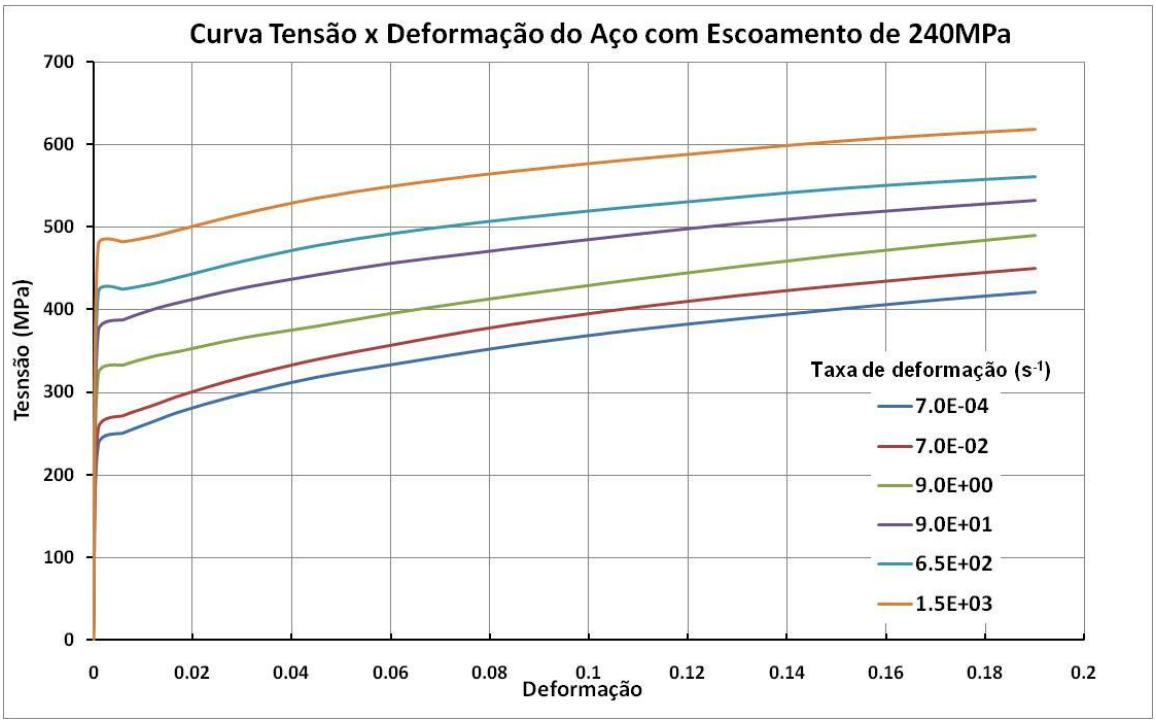


Figura 45: Curva tensão x deformação para diferentes taxas de deformação do material aço utilizado na estrutura externa do capô.

5.4.2 Condições de contorno do modelo em elementos finitos do capô.

Os componentes do capô estão mostrados na Figura 46 e, em todas as simulações, os componentes do capô foram considerados iguais, exceto a estrutura interna. As condições de contorno das interfaces do capô com o veículo também foram consideradas iguais em todas as simulações, conforme Figura 47, com o objetivo de isolar apenas a variável em estudo.

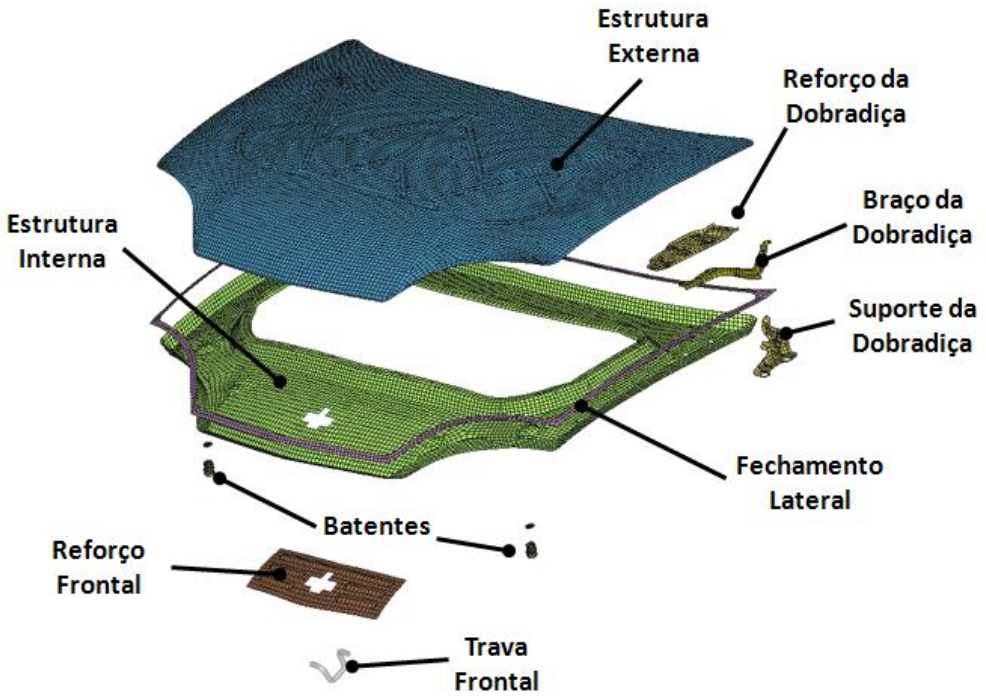


Figura 46: Vista explodida dos componentes em elementos finitos dos capôs avaliados.

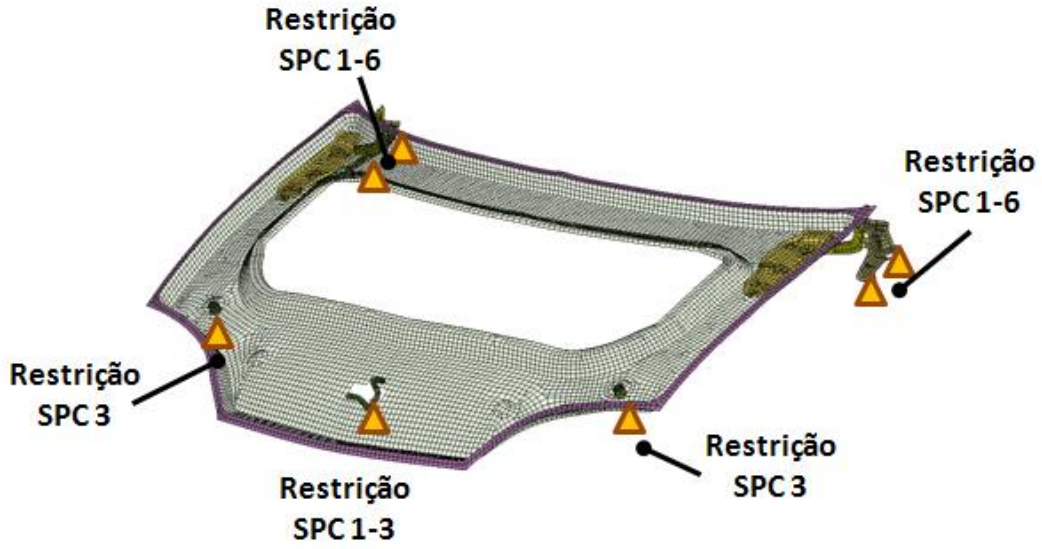


Figura 47: Condições de contorno impostas no modelo em elementos finitos. SPC 1-6 significa restrição de deslocamento e rotação nos eixos x, y e z. SPC 1-3 significa restrição apenas de deslocamentos nos eixos x, y e z.

O motor, assim como os componentes agregados ao seu redor, que podem influenciar no resultado do estudo, estão ilustrados na Figura 48.

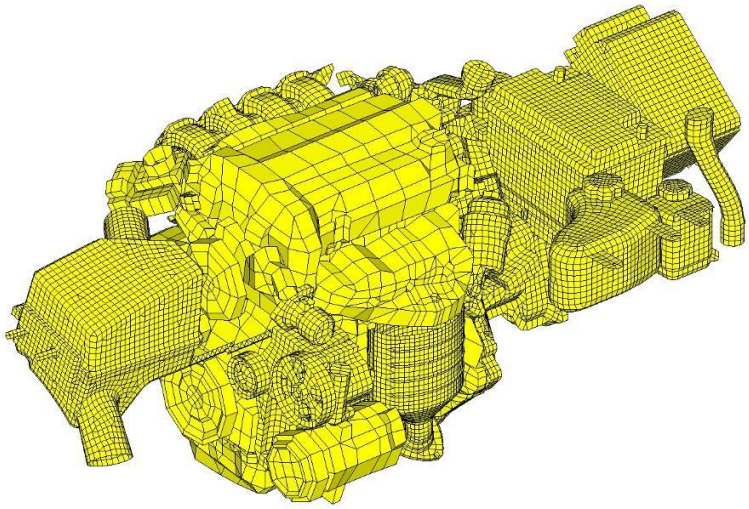


Figura 48: Componentes do motor utilizado para análise. Modelado com elementos de casca rígidos.

5.4.3 Detalhe das malhas e considerações dos componentes em elementos finitos.

A estrutura externa do capô foi modelada em elementos do tipo casca, espessura de 0,65mm, sendo formada por 9983 nós e 100040 elementos, conforme Figura 49.

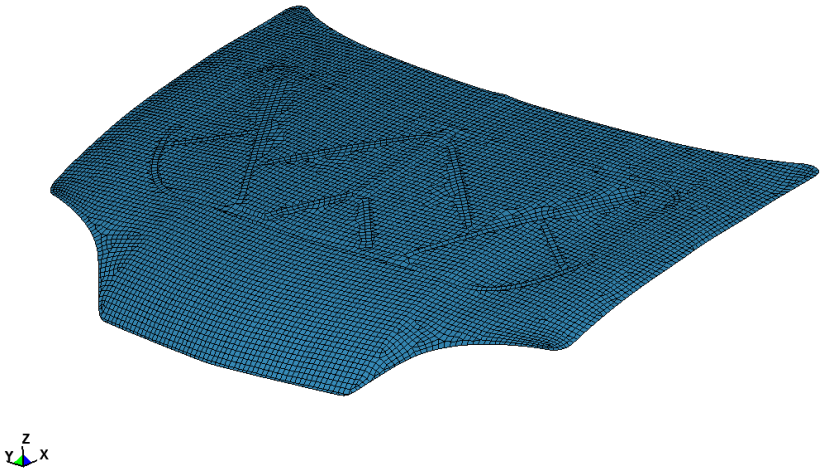


Figura 49: Estrutura externa do capô modelada em elementos finitos.

A estrutura interna do capô em forma de cones foi modelada em elementos do tipo casca, espessura de 0,65mm, sendo formada por 11460 nós e 12208 elementos, conforme Figura 50.

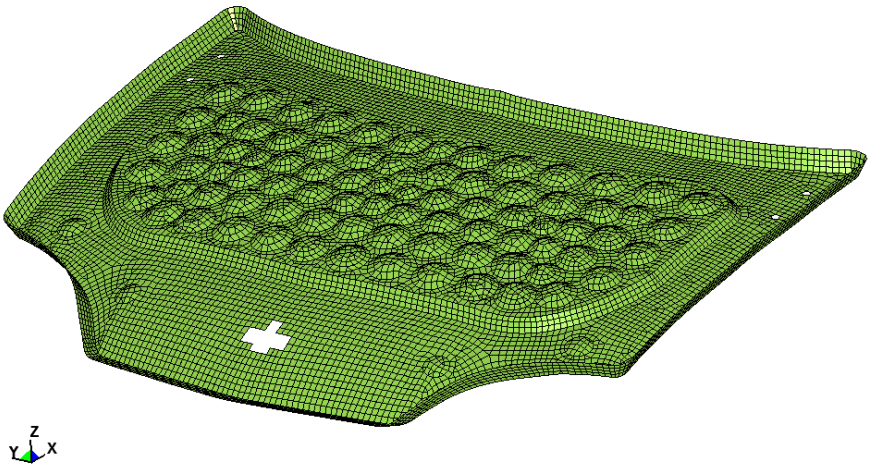


Figura 50: Estrutura interna do capô com reforços em forma de cone modelado em elementos finitos.

A estrutura interna do capô sem reforço foi modelada em elementos do tipo casca, sendo formada por 8082 nós e 7841 elementos, conforme Figura 51.

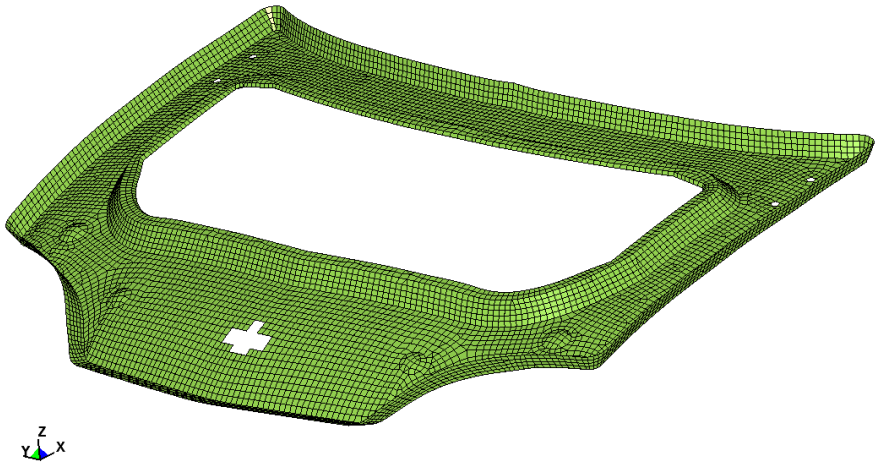


Figura 51: Estrutura interna do capô sem reforços modelado em elementos finitos.

A estrutura interna do capô com reforços diagonais foi modelada em elementos do tipo casca, sendo formada por 9327 nós e 8902 elementos, conforme Figura 52.

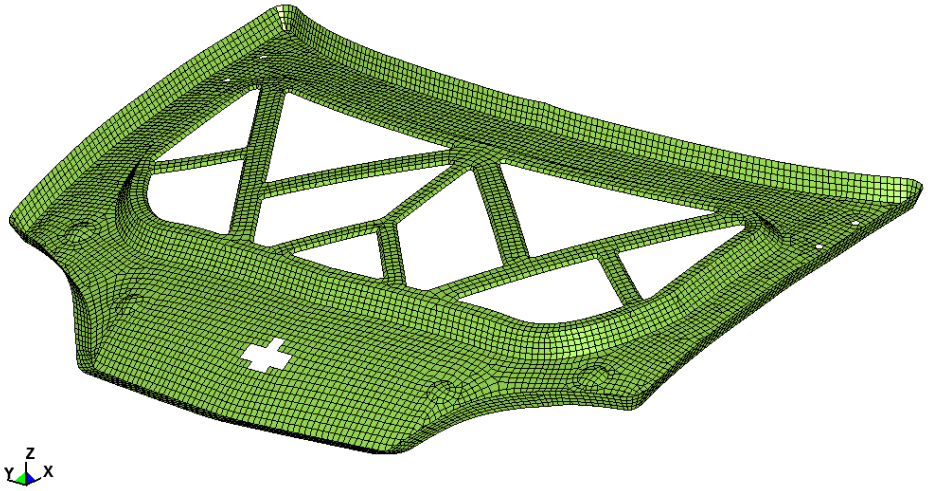


Figura 52: Estrutura interna do capô com reforços diagonais modelado em elementos finitos.

O fechamento lateral do capô é modelado em elementos do tipo casca, sendo formado por 1250 nós e 832 elementos, conforme Figura 53. A espessura do fechamento lateral é a soma de duas vezes a espessura da estrutura externa mais uma vez a espessura da estrutura interna do capô, conforme ilustra a Figura 54.

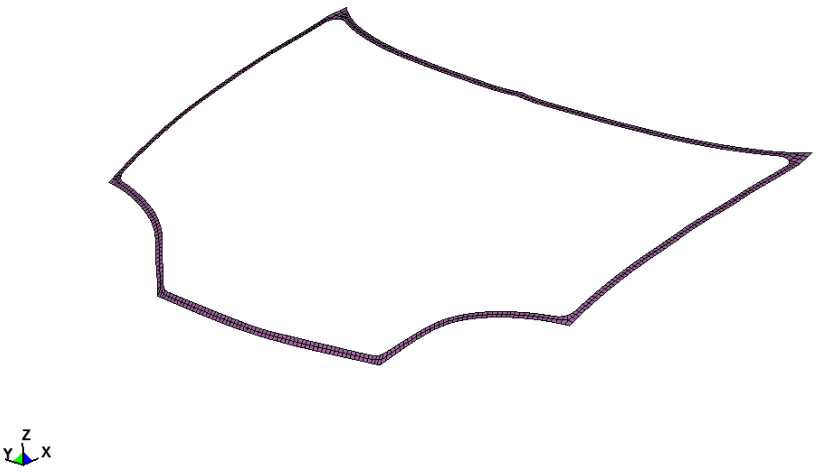


Figura 53: Fechamento lateral do capô modelado em elementos finitos.

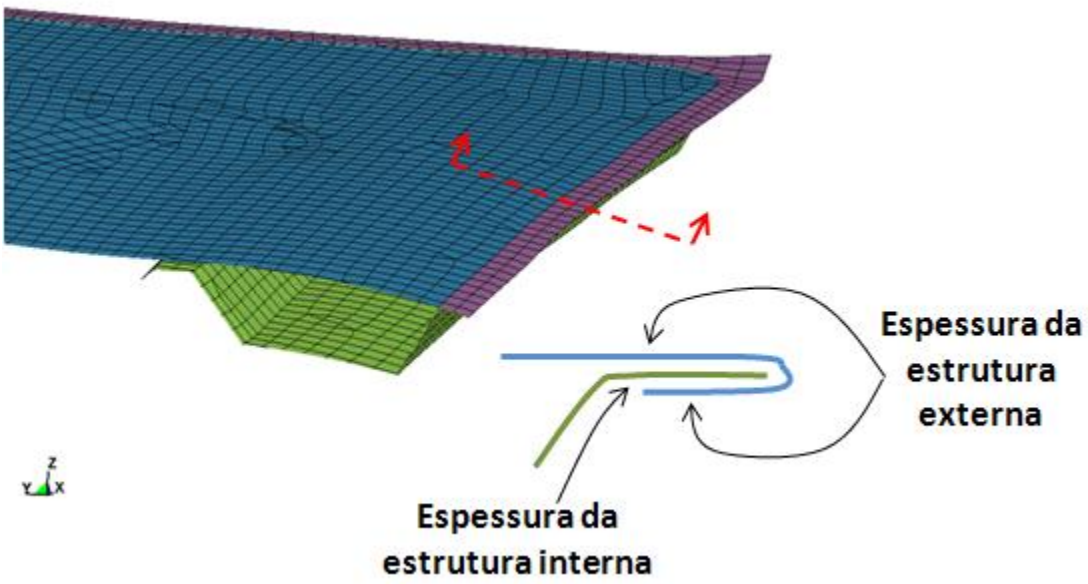


Figura 54: Fechamento lateral do capô modelado em elementos finitos.

O reforço frontal é modelado em elementos do tipo casca, sendo formado por 466 nós e 422 elementos, conforme Figura 55. A espessura considerada é de 1,2mm e o material igual ao utilizado na estrutura interna do capô. O reforço é unido à estrutura interna do capô por seis pontos de solda ponto, conforme Figura 56 e o modelamento em elementos finitos da solda foi feito utilizando elementos 2D, conforme Figura 57.

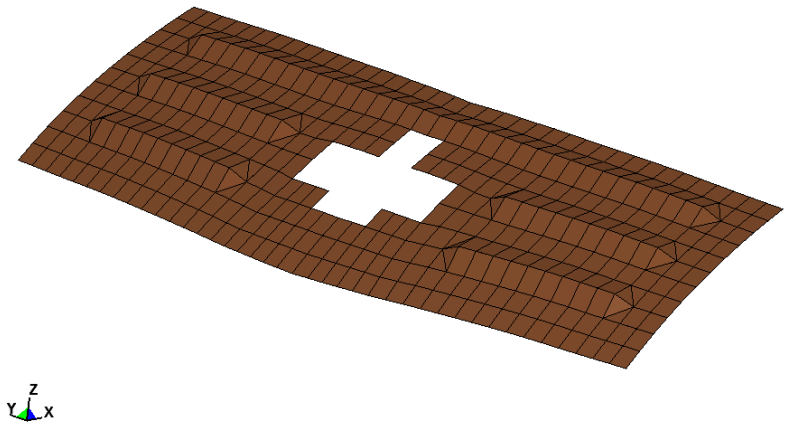


Figura 55: Reforço frontal do capô modelado em elementos finitos.

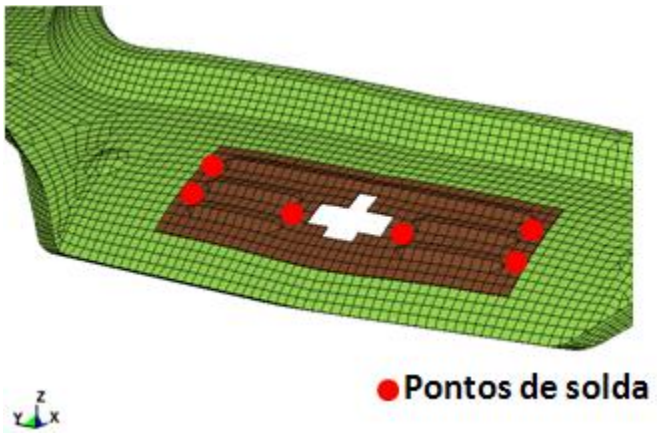


Figura 56: União do reforço frontal do capô à estrutura interna do capô.

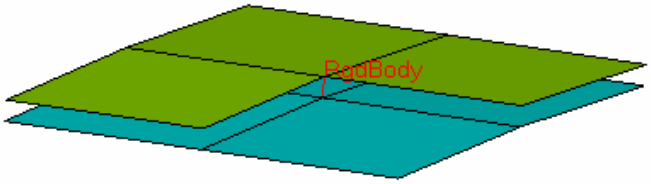


Figura 57: Modelamento do ponto de solda em elementos finitos.

Os batentes são modelados em elementos do tipo casca, sendo formados por 170 nós e 132 elementos, conforme Figura 58.

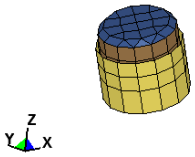


Figura 58: Modelamento do batente em elementos finitos.

A trava frontal é modelada em elementos do tipo sólido de 6 nós, sendo formados por 217 nós e 180 elementos, conforme Figura 59. A trava frontal é unida ao reforço frontal do capô por dois cordões de solda MIG, conforme Figura 60 e o modelamento em elementos finitos da solda foi feito utilizando elementos 2D, conforme Figura 61.

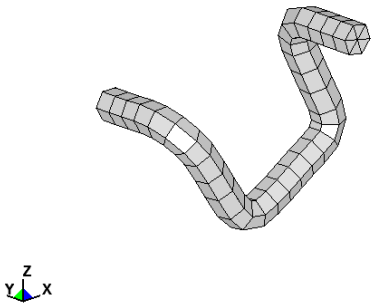


Figura 59: Trava frontal modelada em elementos finitos.

Figura 60: União da trava frontal ao reforço frontal.

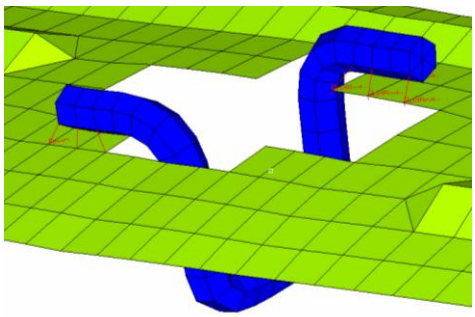


Figura 61: Modelamento do cordão de solda em elementos finitos.

O reforço da dobradiça é modelado em elementos do tipo, sendo formados por 740 nós e 720 elementos, conforme Figura 62. O reforço da dobradiça é unido à estrutura interna do capô por 5 pontos de solda, conforme Figura 63 e o modelamento em elementos finitos da solda foi feito utilizando elementos 2D, conforme Figura 57.

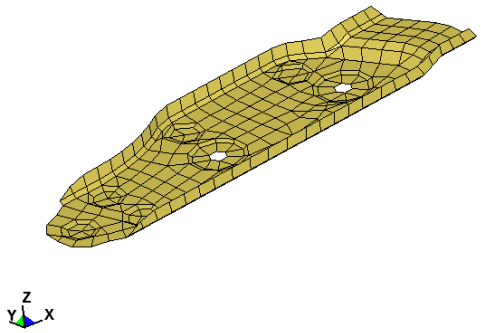


Figura 62: Reforço da dobradiça modelado em elementos finitos.

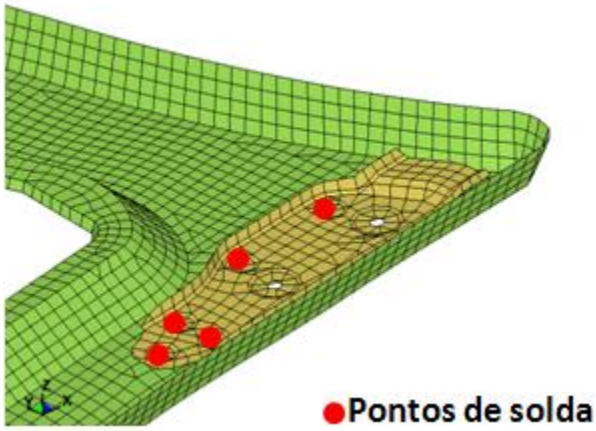


Figura 63: União do reforço da dobradiça à estrutura interna do capô.

O braço da dobradiça é modelado em elementos do tipo casca, sendo formados por 372 nós e 294 elementos, conforme Figura 64. Este é unido ao reforço da dobradiça por dois parafusos, conforme Figura 65. E o modelamento em elementos finitos do parafuso foi feito utilizando elementos 2D, conforme Figura 66.

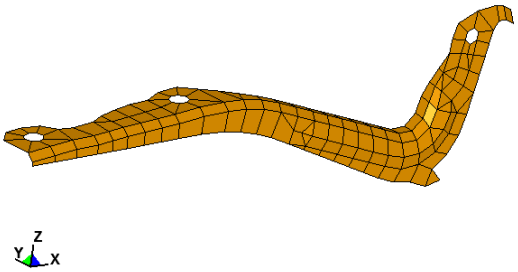


Figura 64: Braço da dobradiça modelado em elementos finitos.

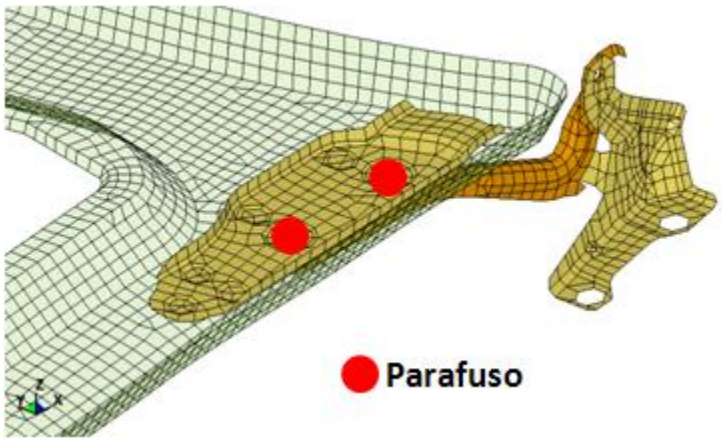


Figura 65: União do braço da dobradiça ao reforço da dobradiça.

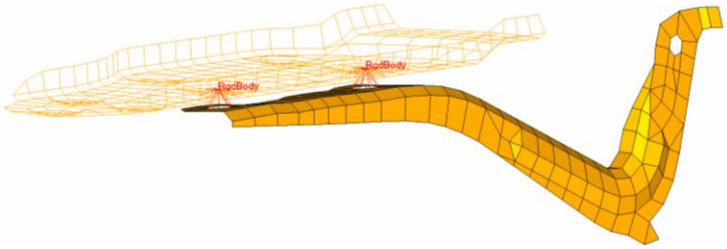


Figura 66: Modelamento do parafuso em elementos finitos.

O suporte da dobradiça é modelado em elementos do tipo casca, sendo formados por 536 nós e 504 elementos, conforme Figura 67. Este é unido ao braço da dobradiça por um pivô, permitindo a rotação em torno de seu eixo, conforme Figura 68 e o modelamento em elementos finitos do pivô foi feito utilizando elementos 2D, conforme Figura 69.

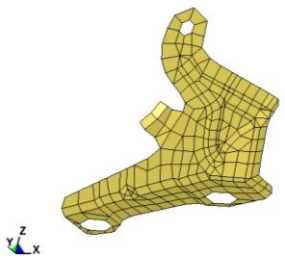


Figura 67: Suporte da dobradiça modelado em elementos finitos.

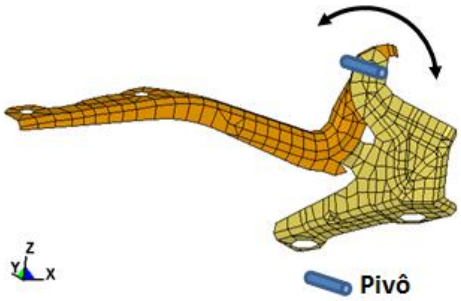


Figura 68: União do braço da dobradiça ao suporte da dobradiça.

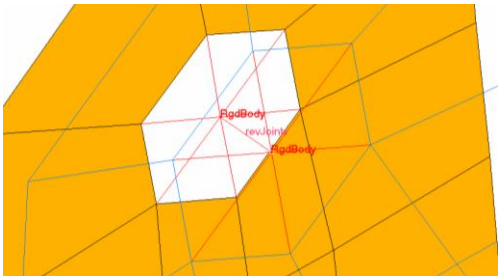
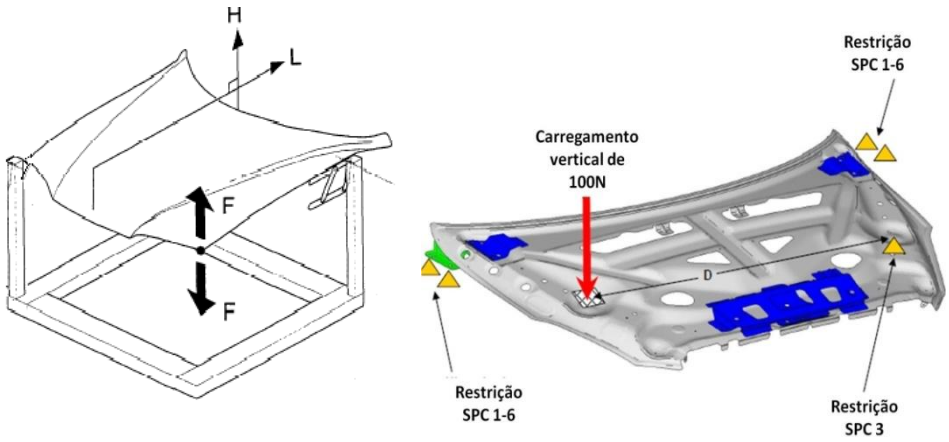


Figura 69: Modelamento do parafuso em elementos finitos.

Mais detalhes do modelo em elementos finitos utilizado neste estudo, com comandos particularizados para o software LS-DYNA®, podem ser encontrados no Apêndice B deste trabalho.

5.5 COMPARAÇÃO DA RIGIDEZ TORCIONAL DOS CAPÔS ESTUDADOS

Como o estudo visa o desenvolvimento do capô de um veículo que minimize as lesões em pedestres e que possa ser incorporado em seu projeto, foi escolhido, para efeito de comparação, um típico critério de desenvolvimento de capôs utilizado pelas indústrias automobilísticas. Neste critério, após a aplicação de carregamento conforme a Figura 70, o valor de rigidez torcional mínima é de 5N/mm.



(a) (b)

Figura 70: Método de avaliação da rigidez torcional do capô utilizado pelas indústrias automobilísticas, (a) procedimento de teste experimental e (b) procedimento de analise pelo método dos elementos finitos.

O máximo deslocamento no capô com estrutura interna em forma de cone foi de 11.79 mm, conforme ilustra a Figura 71.

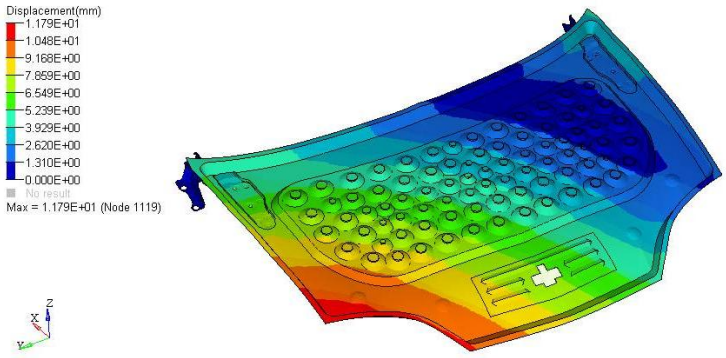


Figura 71: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna em forma de cone.

O máximo deslocamento no capô com estrutura interna sem reforço foi de 13.52 mm, conforme ilustra a Figura 72.

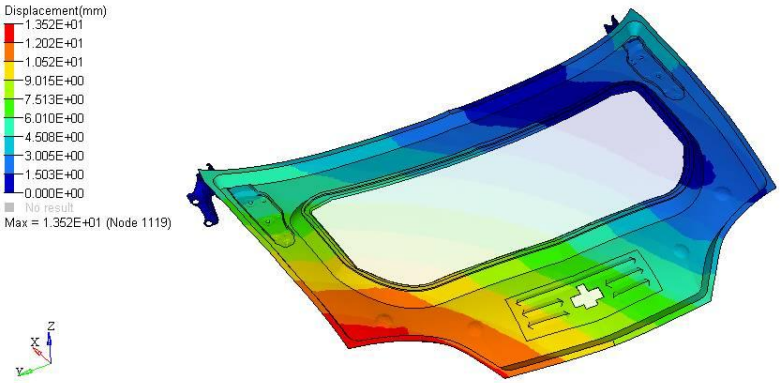


Figura 72: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna sem reforço.

O máximo deslocamento no capô com estrutura interna com reforços diagonais foi de 13.36 mm, conforme ilustra a Figura 73.

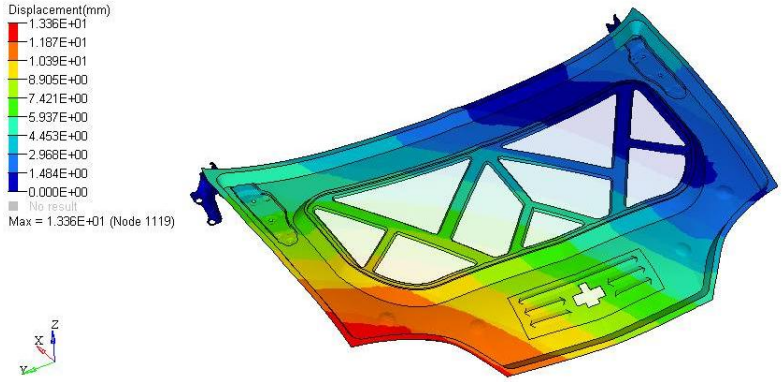


Figura 73: Deslocamento máximo do capô com estrutura interna com reforços diagonais.

Baseado nas simulações, o modelo de capô com reforços internos em forma de cone foi o que apresentou o menor deslocamento e o sem reforços o maior, conforme ilustra a Figura 74. Pelo critério de desenvolvimento de capô utilizado pelas indústrias automobilísticas, todos os capôs apresentaram rigidez acima do valor mínimo, 5N/mm, portanto atendendo o critério de desenvolvimento.

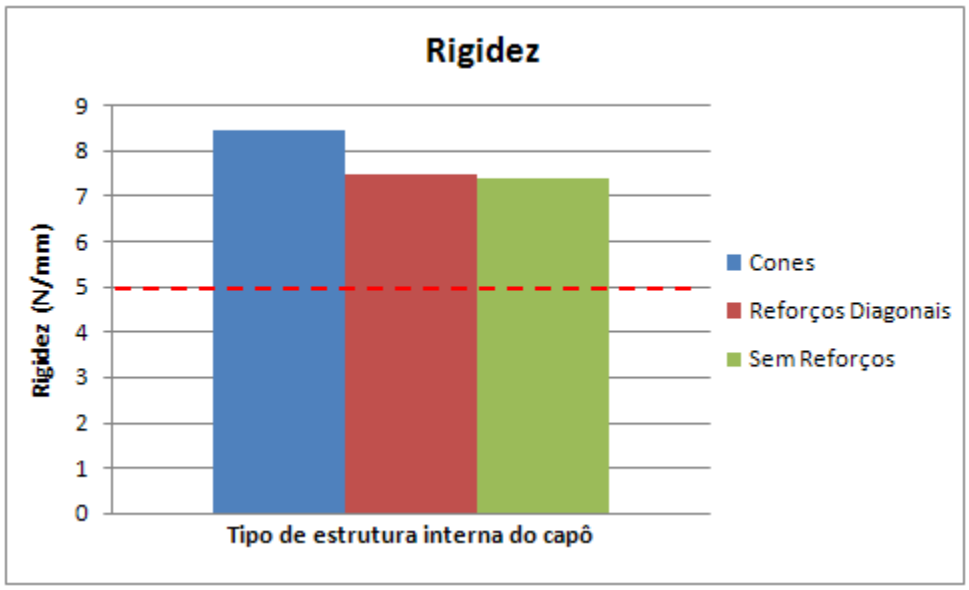


Figura 74: Comparação de rigidez entre os capôs com diferentes estruturas internas.

5.6 PONTOS DE IMPACTO DO SUBMODELO DA CABEÇA

Foram escolhidos, para estudo, quatro pontos para a análise de impacto de um pedestre, conforme ilustra a Figura 75, definidos segundo os critérios do EEVC. Para efeito de comparação foram escolhidos os mesmos pontos para os três conceitos de estruturas internas de capô.

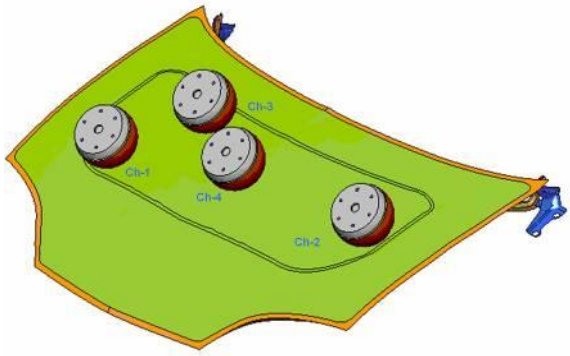


Figura 75: Pontos de impacto da cabeça no capô.

5.6.1 Cabeça posicionada nas estruturas internas analisadas

A Figura 76, ilustra as cabeças posicionadas em cada ponto, em cada uma das estruturas definidas. Pode-se observar que o impacto da cabeça ocorrerá em diferentes regiões de cada estrutura interna do capô, com o objetivo de avaliar a influência de cada tipo de conceito de estrutura no grau de lesões em pedestres, no caso de atropelamento.

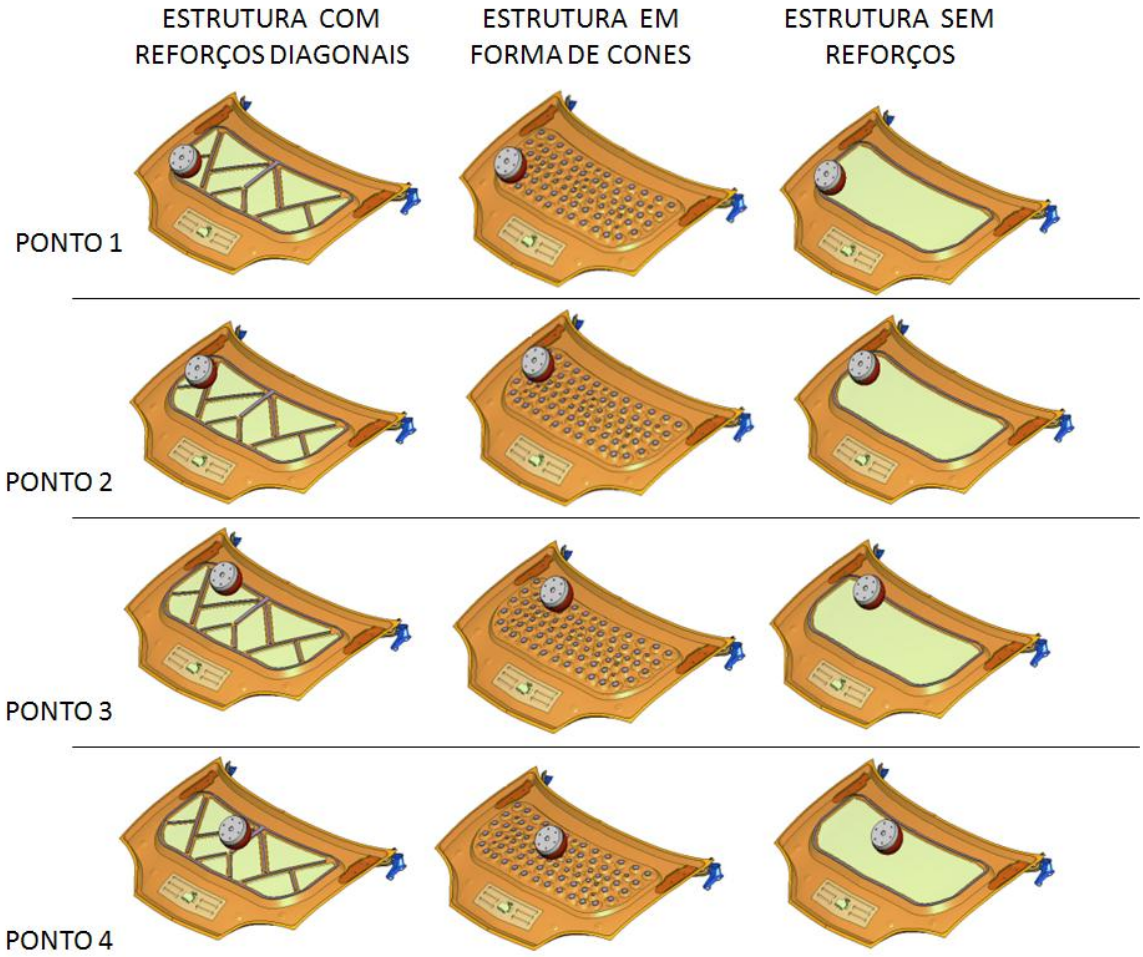


Figura 76: Pontos de impacto da cabeça nos capôs analisados.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

As simulações foram realizadas de acordo com os procedimentos estabelecidos pela EEVC. O submodelo da cabeça foi impactado em diferentes regiões do capô a uma velocidade de 35 km/h, com o objetivo de comparar os valores de HIC e avaliar a melhor estrutura interna de capô que minimize as lesões em pedestres.

6.1 COMPARAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS NAS DIFERENTES ESTRUTURAS INTERNAS DO CAPÔ.

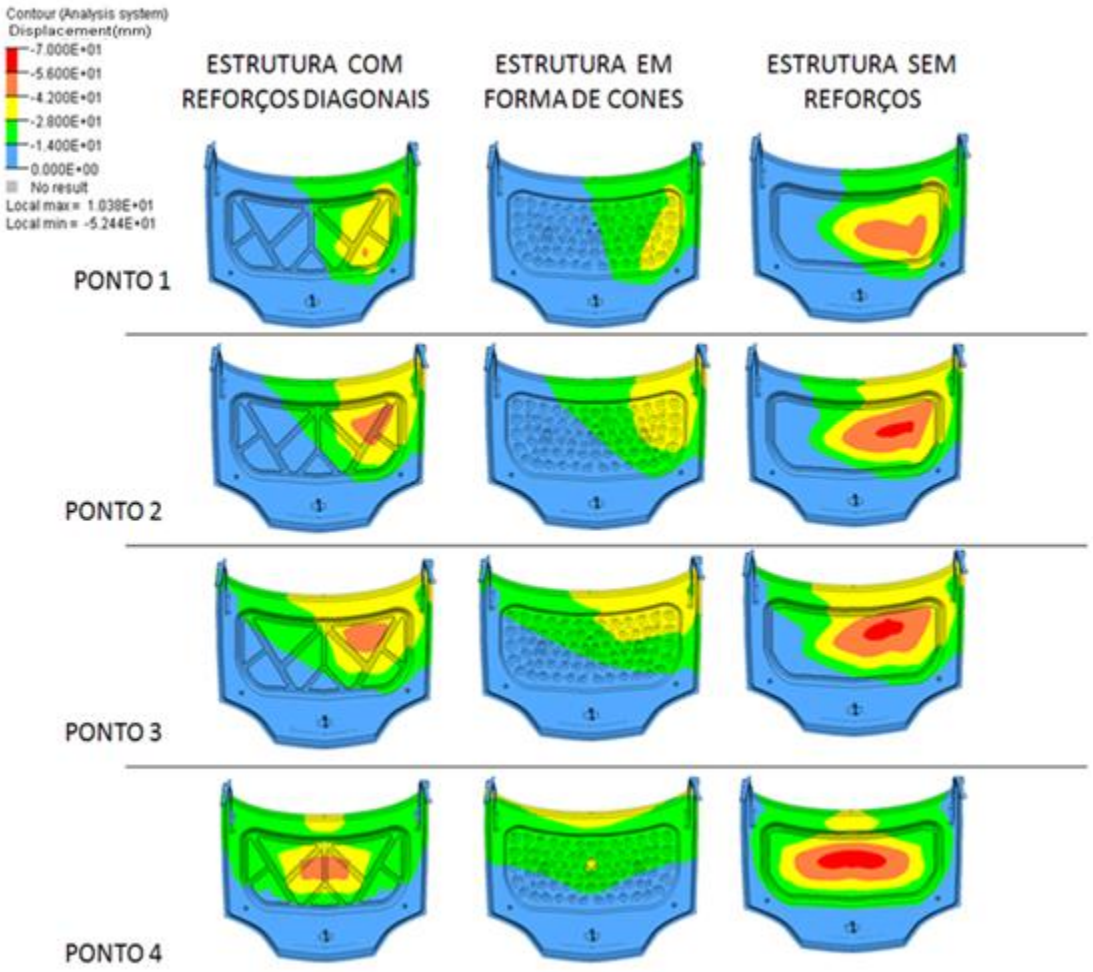


Figura 77: Deslocamentos na estrutura devido ao impacto do submodelo da cabeça.

A Figura 77 ilustra os deslocamentos na direção vertical dos diferentes impactos e diferentes estruturas. Como se pode verificar, o deslocamento máximo de 65,0 mm foi obtido no ponto 4, na estrutura sem reforços centrais. O deslocamento mínimo de 31,9 mm foi obtido no ponto 4 da estrutura com cones.

6.2 COMPARAÇÃO DAS CURVAS DE DESACELERAÇÃO DA CABEÇA.

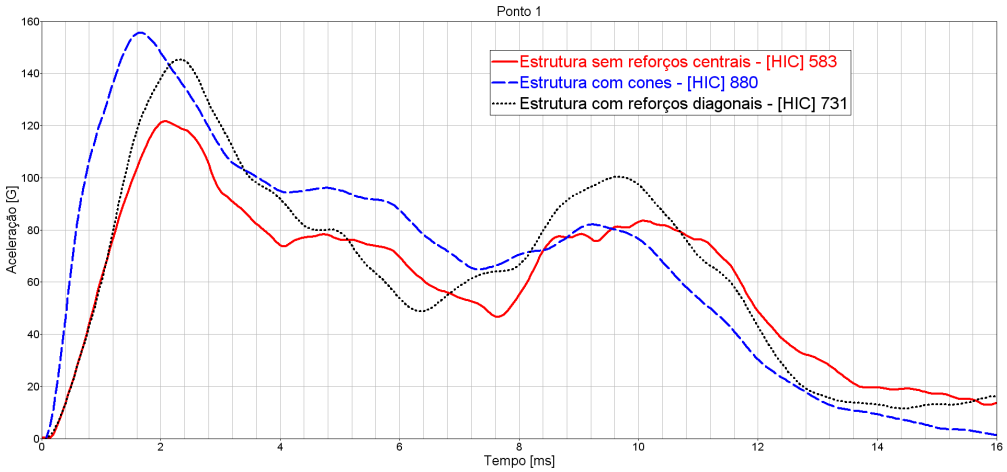


Figura 78: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 1.

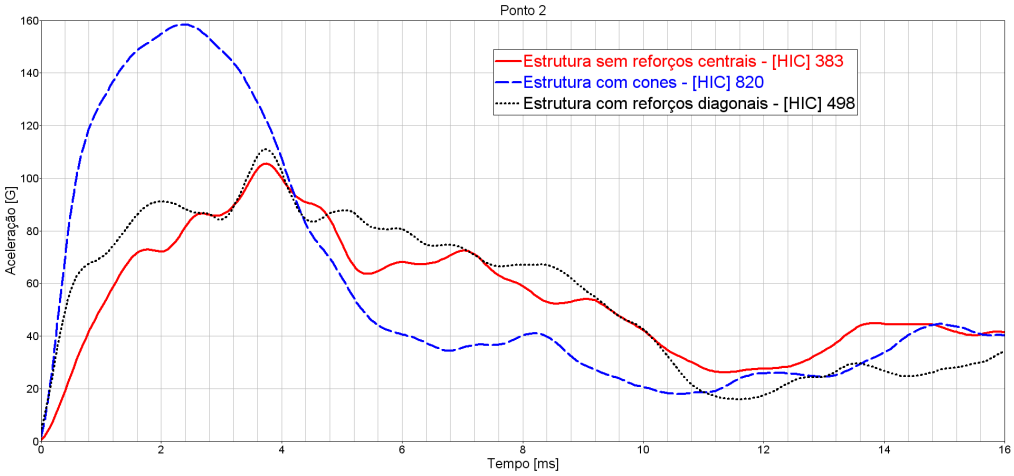


Figura 79: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 2.

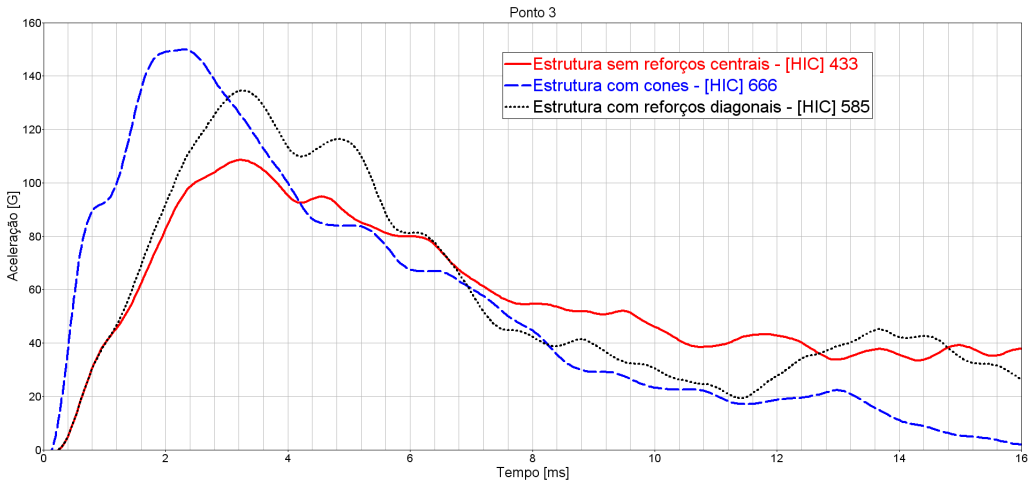


Figura 80: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 3.

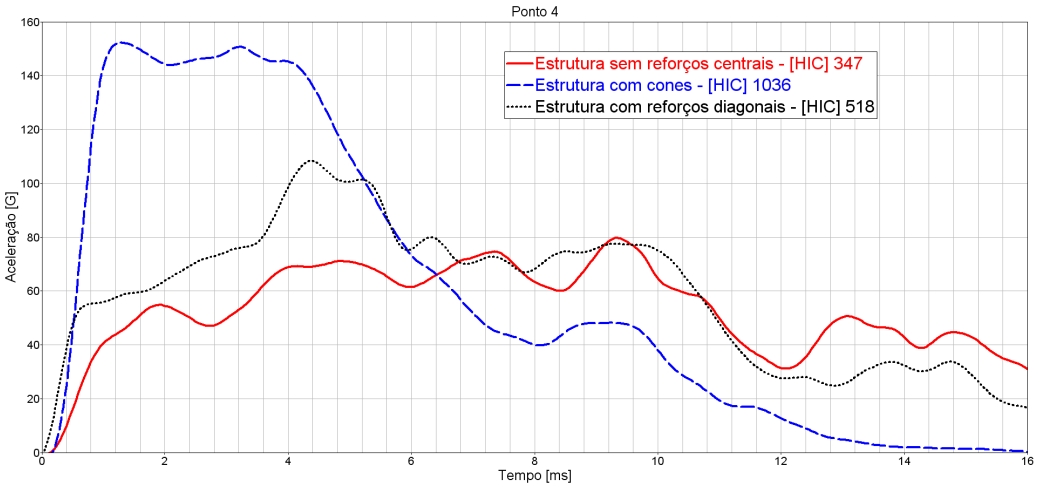


Figura 81: Comparação de Aceleração da cabeça no ponto 4.

As Figuras 79-82 apresentam os níveis de desaceleração dos três tipos de estrutura interna do capô, para os diferentes pontos de impacto. A Tabela 6 resume os cálculos de HIC e máximo deslocamento. Pode-se concluir que o capô com estrutura em forma de cone foi o que apresentou os maiores picos de desaceleração. Pela Figura 81, pode-se visualizar a influência da duração do pulso de desaceleração no valor do HIC. Apesar do nível de aceleração da estrutura em forma de cone no ponto 4 ser menor do que os níveis obtidos nos pontos 1 (Figura 78) e 2 (Figura 79), a duração do pico de aceleração foi muito maior, sendo determinante para o alto valor do HIC.

A estrutura sem reforços centrais foi a que apresentou o menor HIC e as maiores deformações, sendo, portanto, o modelo mais seguro para a integridade do pedestre. Na Figura 82 percebe-se o crescimento do valor do HIC para os capôs sem reforços, com reforços diagonais e com cones.

Tabela 6: Resumo dos resultados obtidos para as diferentes estruturas internas do capô.

Tipo de estrutura interna		Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
Reforços diagonais Massa = 4,3Kg	**HIC**	**731**	**498**	**585**	**518**
	Deslocamento vertical máximo do capô (mm)	**43,7mm**	**48,7mm**	**51,5mm**	**50,8mm**
Sem reforços Massa = 3,7Kg	**HIC**	**583**	**383**	**433**	**347**
	Deslocamento vertical máximo do capô (mm)	**52,5mm**	**58,0mm**	**61,2mm**	**65,0mm**
Cones Massa = 5,5Kg	**HIC**	**880**	**820**	**666**	**1036**
	Deslocamento vertical máximo do capô (mm)	**37,7mm**	**39,6mm**	**41,4mm**	**31,9mm**

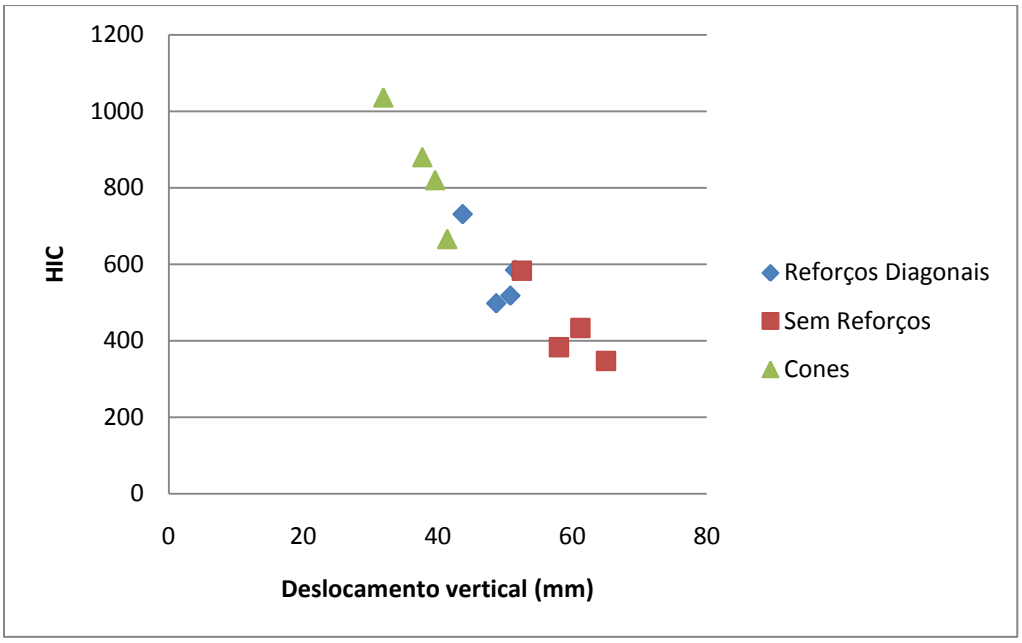


Figura 82: Comparação entre deslocamento vertical e HIC para cada capô estudado.

6.3 DEFINIÇÃO DA DISTÂNCIA NECESSÁRIA ENTRE CAPÔ E COMPONENTES RÍGIDOS DO MOTOR PARA OBTER VALORES DE HIC ≤ 1000.

Obviamente, o deslocamento máximo que pode sofrer o capô estudado está limitado ao vão livre entre o capô e os componentes rígidos do motor. Portanto, para um melhor entendimento do estudo de proteção aos pedestres, foi feito complementarmente aos estudos acima, o estudo da influência da distância entre o ponto mais externo do capô aos componentes rígidos do motor. Para esse estudo foram feitas duas abordagens, uma em elementos finitos e outra analítica, com base na fórmula do HIC. Em ambos os métodos foram considerados os parâmetros e requisito de teste definidos pelo EEVC, conforme ilustra a Figura 83.

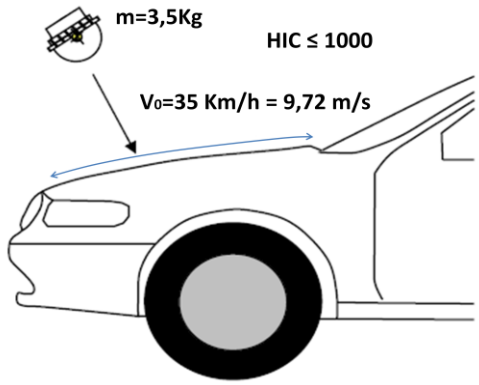


Figura 83: Parâmetros e requisitos de teste definidos pelo EEVC.

6.3.1 Cálculo da distância mínima com base na equação do HIC.

Com o objetivo de calcular a distância mínima para obter um valor de HIC igual a 1000, foram feitas algumas simplificações na equação (2.2), do HIC, e estão descritas a seguir:

- Conforme ilustra a Figura 84, durante o impacto da cabeça, pode-se observar que a maior componente de desaceleração é na direção axial ao impacto, *Aceleração em Z*. Portanto as componentes das outras

direções não serão consideradas e a desaceleração no sentido do impacto será considerada como a aceleração resultante na equação do HIC;

- Será considerada uma curva de desaceleração com um pulso degrau para facilitar os cálculos. Conforme ilustra a Figura 85, essa consideração é uma aproximação da curva observada em um teste de proteção ao pedestre. A aceleração constante do pulso é definida como $\bar{a}$.
- O valor do HIC será considerado como 1000, para se obter o valor da distância mínima necessária para evitar lesões graves nos pedestres.

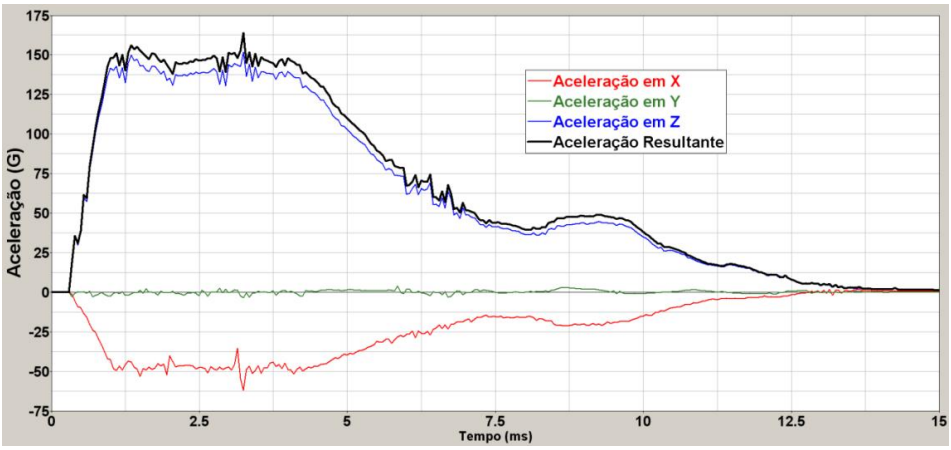


Figura 84: Curvas de desaceleração de um submodelo de cabeça obtidos em um teste.

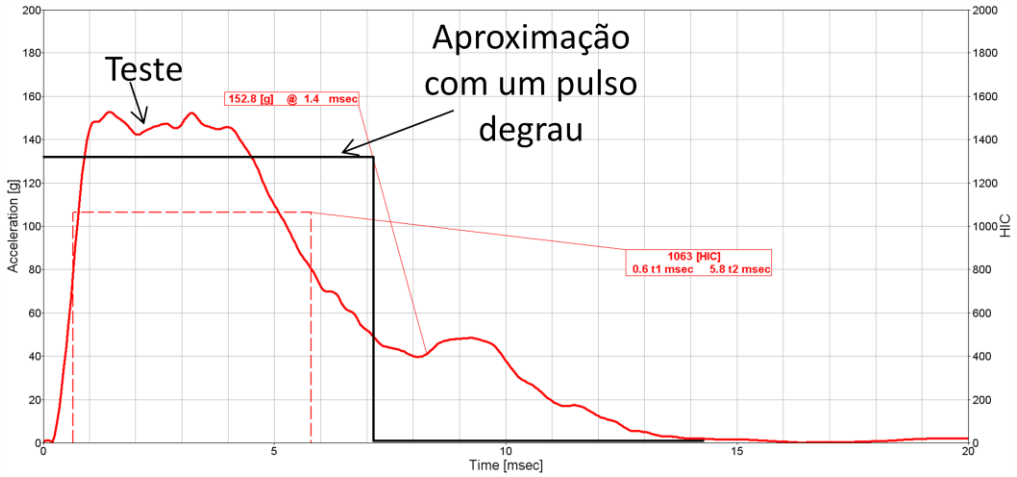


Figura 85: Aproximação da curva de desaceleração de um teste por um pulso degrau de desaceleração.

Para movimento retilíneo com aceleração constante, tem-se que:

$$v = v_0 - \bar{a}\Delta t \tag{6.1}$$

Para velocidade final nula, tem-se

$$\bar{a} = \frac{v_0}{\Delta t} \tag{6.2}$$

Considerando a aceleração constante na equação (2.2), podemos reescrever a integral como:

$$HIC = \max_{t_1,t_2}\left\{(t_2 - t_1)\left[\frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2}\frac{\bar{a}(t)dt}{g}\right]^{2,5}\right\} = \left(\frac{\bar{a}}{g}\right)^{2,5}\Delta t \tag{6.3}$$

Onde, $\bar{a}$ é a aceleração média para um intervalo de tempo $\Delta t = t_2 - t_1$ que corresponde a um valor máximo de HIC conhecido.

Substituindo a aceleração média da equação (6.2) na equação (6.3) tem-se:

$$HIC = \left(\frac{v_0}{g\Delta t}\right)^{2,5}\Delta t \tag{6.4}$$

Ou,

$$\Delta t = \left[\left(\frac{v_0}{g}\right)^{2,5}.\frac{1}{HIC}\right]^{\frac{1}{1,5}} \tag{6.5}$$

Baseado nos parâmetros e requisito de teste definidos pela EEVC, a velocidade inicial v_0 do modelo é de 9,72 m/s e o valor do HIC deve ser menor

do que 1000, conforme ilustrado na Figura 83. Portanto, substituindo-se os valores na equação (6.5) podemos determinar o intervalo de tempo como:

$$\Delta t = \left[\left(\frac{v_0}{g} \right)^{2,5} . \frac{1}{HIC} \right]^{\frac{1}{1,5}} = \left[\left(\frac{9,72}{9,81} \right)^{2.5} . \frac{1}{1000} \right]^{\frac{1}{1,5}} = 9,83ms$$

A aceleração resultante pode ser definida substituindo-se os valores da velocidade inicial do submodelo da cabeça e intervalo de tempo na equação (6.2).

$$\overline{a} = \frac{v_0}{\Delta t} = 986,74m/s^2$$

Portanto, o deslocamento do submodelo da para obter um valor de HIC=1000 é determinado substituindo-se os valores de aceleração resultante e intervalo de tempo na equação,

$$d = v_0 \Delta t - \frac{1}{2} a(\Delta t)^2 = 9,72.0,00983 - \frac{1}{2} 986,74(0,00983)^2 = 0,04792m = 47,9mm$$

Pela simplificação da equação do HIC por um pulso degrau de aceleração, pode-se concluir que o deslocamento do submodelo da cabeça para obter um valor de HIC=1000 é de 47,9mm, ou seja, teoricamente um veículo tem que ter no mínimo 47,9mm de distância entre os componentes rígidos do motor e a superfície externa do veículo para minimizar as lesões em pedestres.

6.3.2 Distância mínima definida pelo modelo em elementos finitos.

Para um melhor entendimento do estudo de proteção ao pedestre, foi feito ainda o estudo em elementos finitos da influência da distância entre o ponto mais externo do capô aos componentes rígidos do motor. O motor foi posicionado a diferentes distâncias *D* (5 mm, 10 mm, 20 mm, 30 mm, 45 mm, 50mm e 60mm) da superfície externa do capô, conforme ilustra a Figura 86. O ponto escolhido para esta comparação está ilustrado na Figura 87, o qual, no veículo estudado, apresenta uma menor distância entre a superfície externa do capô com os componentes rígidos do motor. A estrutura sem reforços foi estudada por apresentar maiores deslocamentos.

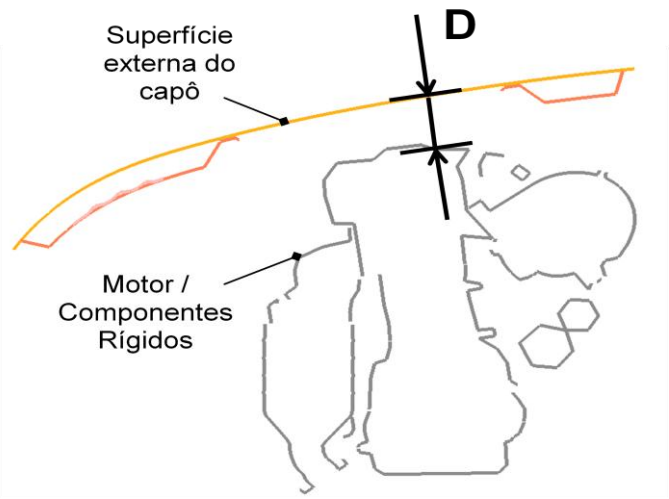


Figura 86: Distância entre a superfície externa do capô e componentes rígidos do motor.

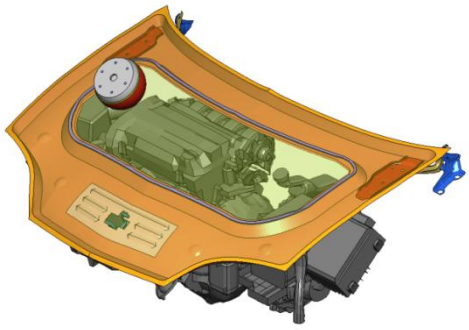


Figura 87: Ponto de impacto no capô, visualizando o motor utilizado para análise.

Como ilustra a Figura 88, com a diminuição da distância *D*, o deslocamento do capô devido ao impacto do submodelo da cabeça foi limitado pelo contato com os componentes rígidos do motor.

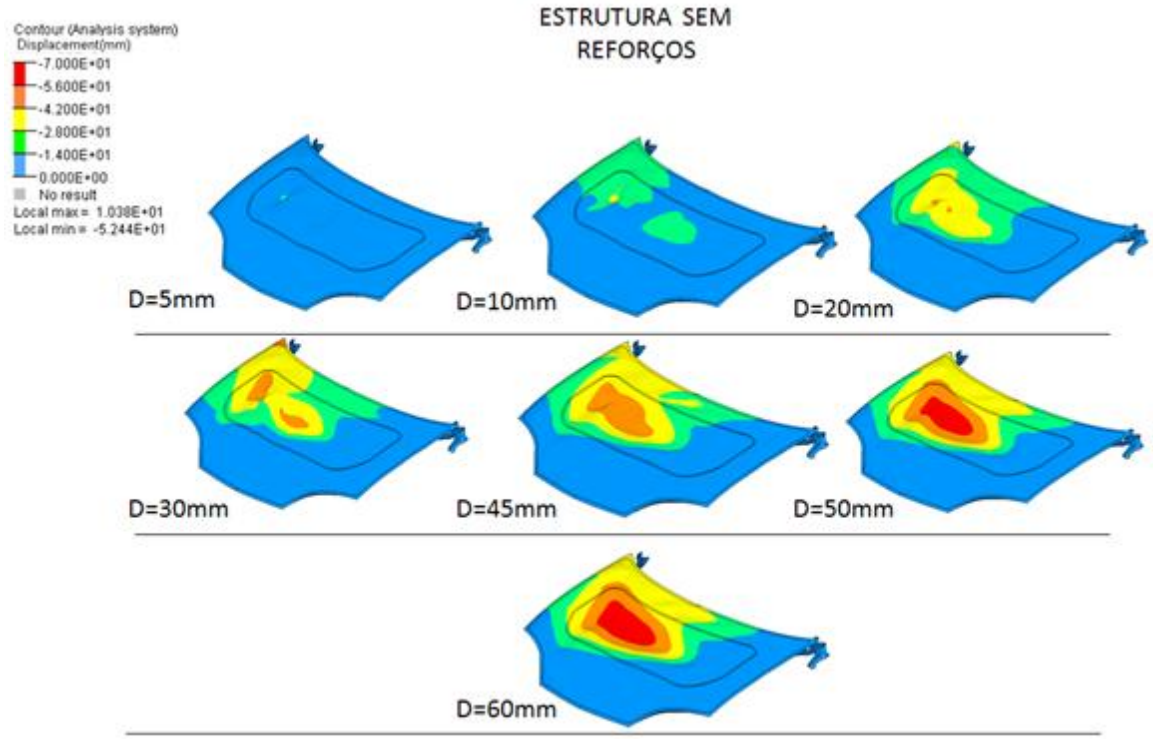


Figura 88: Deslocamentos em milímetro nos capôs variando-se a distância *D*.

Dessa forma, conclui-se que a distância *D* entre os componentes rígidos do motor e o capô é de fundamental importância para a proteção ao pedestre. Com a diminuição da distância *D*, o submodelo da cabeça atinge os componentes rígidos durante a deformação do capô, levando a um aumento significativo dos valores de sua aceleração. Com isso, ocorre um aumento significativo dos valores do HIC, conforme ilustra a Figura 89. Ilustrando os valores graficamente (Figura 90), pode-se concluir que o HIC teve um aumento exponencial com a diminuição da distância *D*. Daí a necessidade de introduzir, no início do projeto de veículos, critérios de distâncias mínimas entre os componentes do motor e o capô, para facilitar o desenvolvimento de uma estrutura frontal que minimize as lesões em pedestres nos casos de atropelamento.

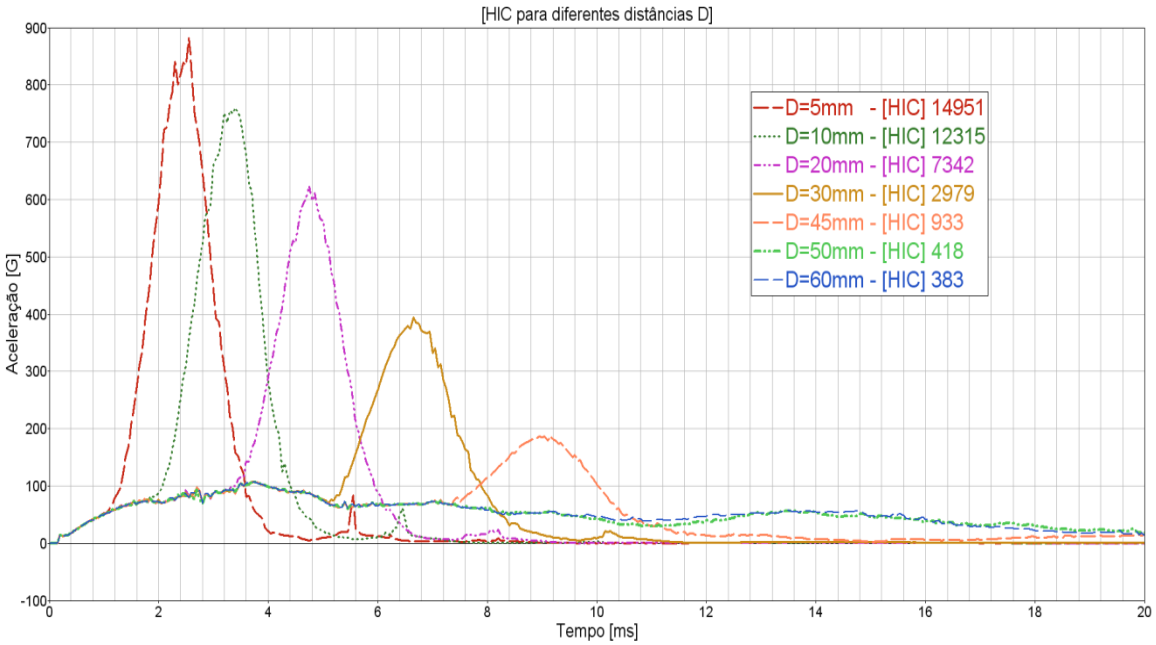


Figura 89: Influência da distância entre capô e componentes rígidos do motor no valor do HIC.

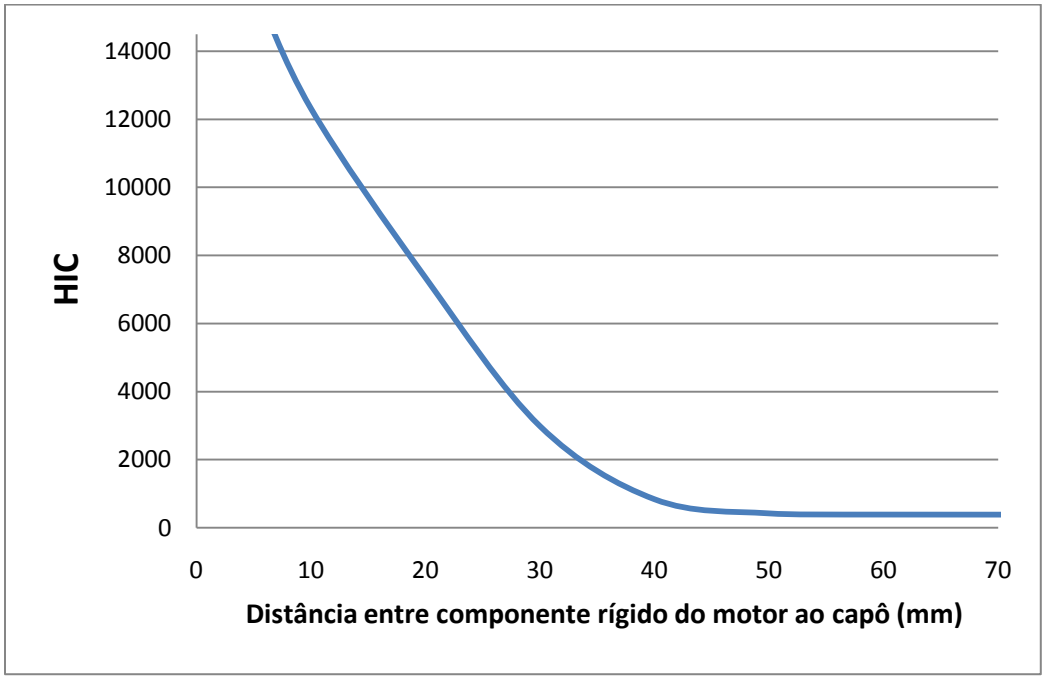


Figura 90: Influência da distância entre capô e componentes rígidos do motor no valor do HIC.

6.4 ESTUDO DE COMPONENTES ABSORVEDORES DE ENERGIA.

O objetivo deste estudo é de propor possibilidades técnicas para reduzir o valor do HIC em casos onde não seja possível manter a distância necessária entre o capô e os componentes rígidos do motor. Para isso, foi utilizado o modelo já analisado com a distância *D* entre o capô e os componentes rígidos de 30 mm, conforme ilustra a Figura 91.

As distâncias *D* de 5 mm a 20 mm foram desprezadas, pois não são observadas em veículos e foram utilizadas apenas para efeito de estudo. No veículo, o motor é montado sobre coxins de material elastômero, onde deslocamentos de até 15 mm podem ser observados durante o seu funcionamento.

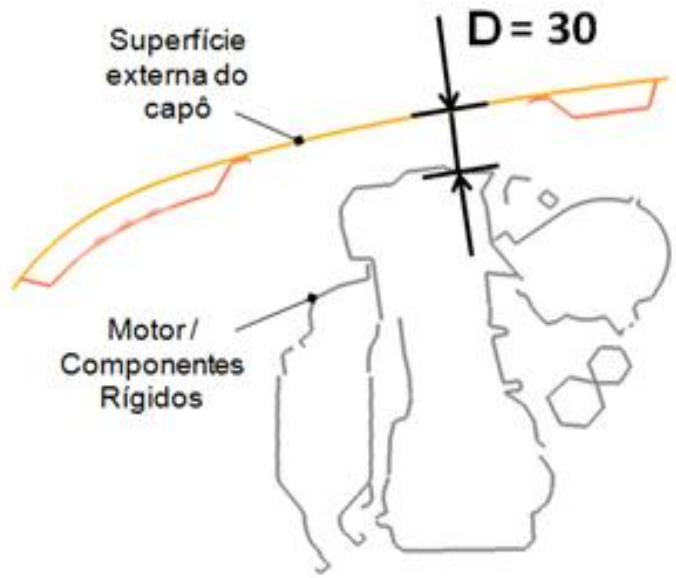


Figura 91: Distância de 30mm entre a superfície externa do capô e componentes rígidos do motor.

Neste estudo, foi avaliada a influência no valor da desaceleração da cabeça, quando adicionado estruturas poliméricas de poliuretano, conforme Figura 92, entre o capô e os componentes rígidos do motor, conforme ilustra a Figura 93.

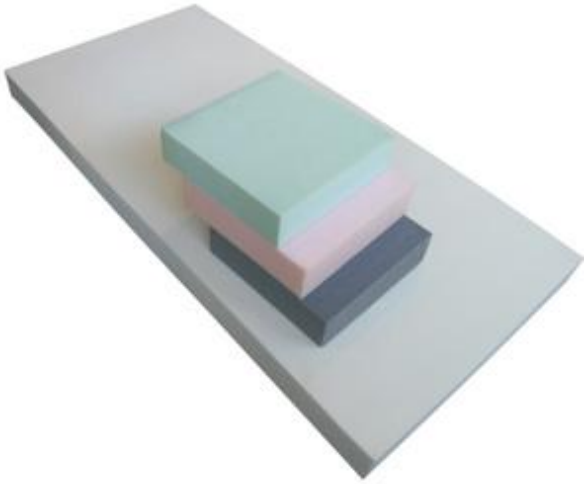


Figura 92: Estrutura polimérica de poliuretano de alta densidade absorvedora de energia.

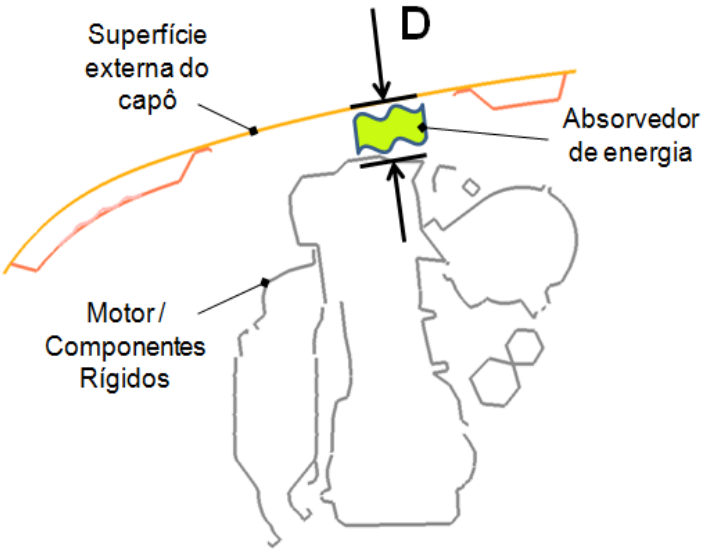


Figura 93: Absorvedor de energia para minimizar o HIC.

Foram realizadas cinco simulações adicionais no ponto ilustrado na Figura 94, o qual possui o menor vão livre com os componentes rígidos do motor, variando-se somente a densidade do polímero, conforme Figura 95.

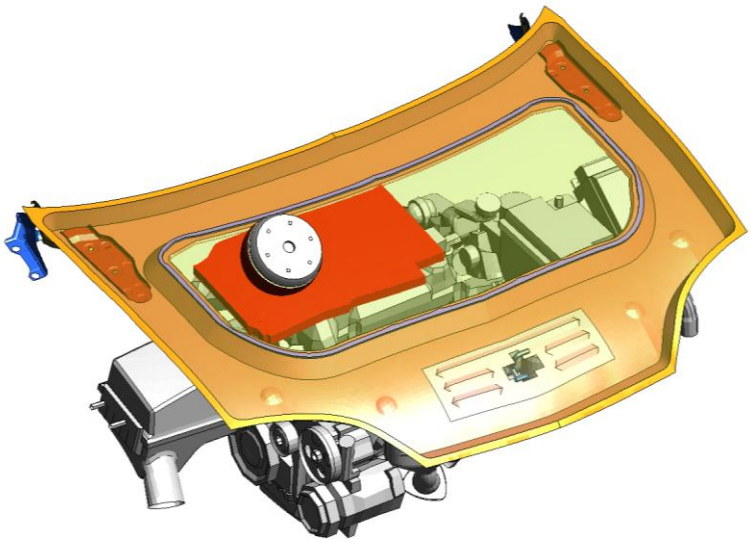


Figura 94: Ponto de impacto utilizado para comparação.

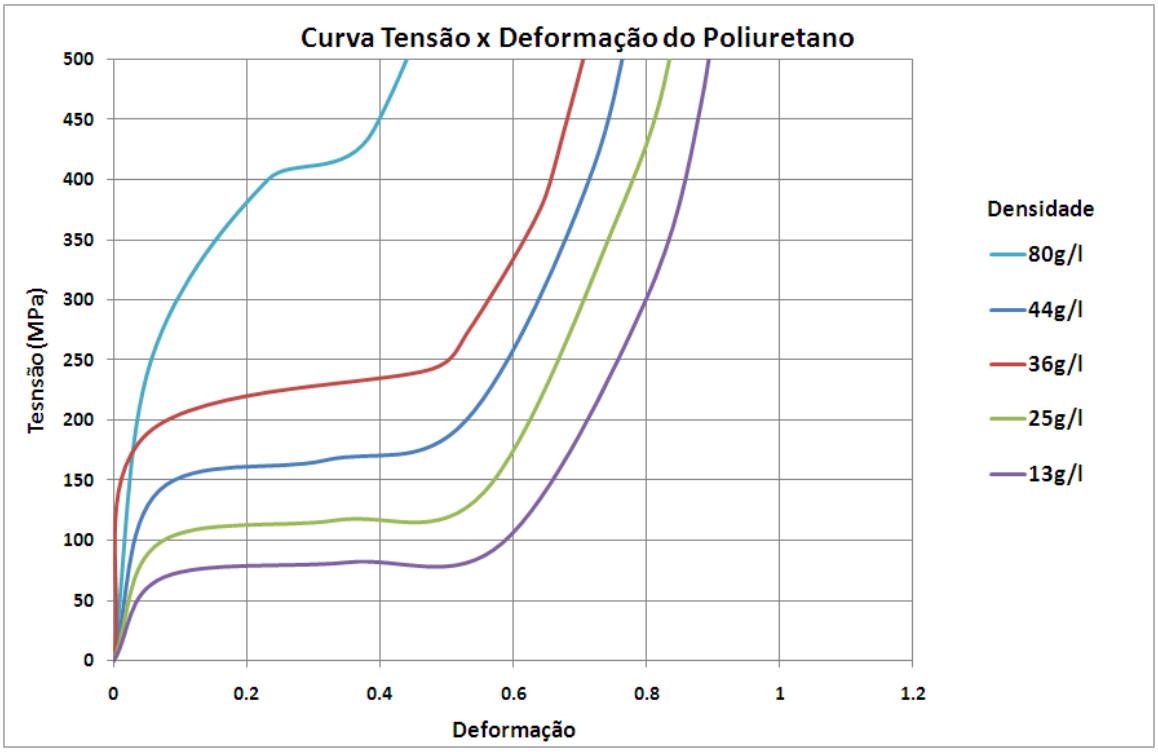


Figura 95: Curvas de tensão x deformação (compressão) do polímero poliuretano para diferentes densidades.

O resultado das simulações pode ser comparado em forma de deformações, na Figura 96.

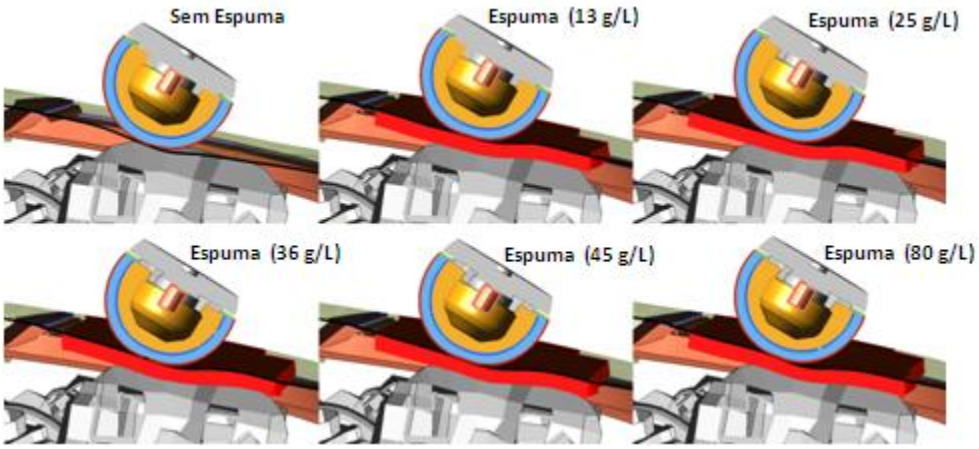


Figura 96: Comparação de deformações para as diferentes densidades do polímero.

Como pode se observar na Figura 97, a adição do poliuretano entre o capô e o motor reduziu os valores de desacelerações na cabeça, com isso, reduzindo o valor do HIC. Baseando-se na Tabela 1, do AIS, a adição do poliuretano reduziu o valor de HIC de 2979, que resultaria em um esmagamento do crânio sem chance de sobrevivência, para o valor de HIC de 1269, resultando em uma severidade crítica com hemorragia cerebral.

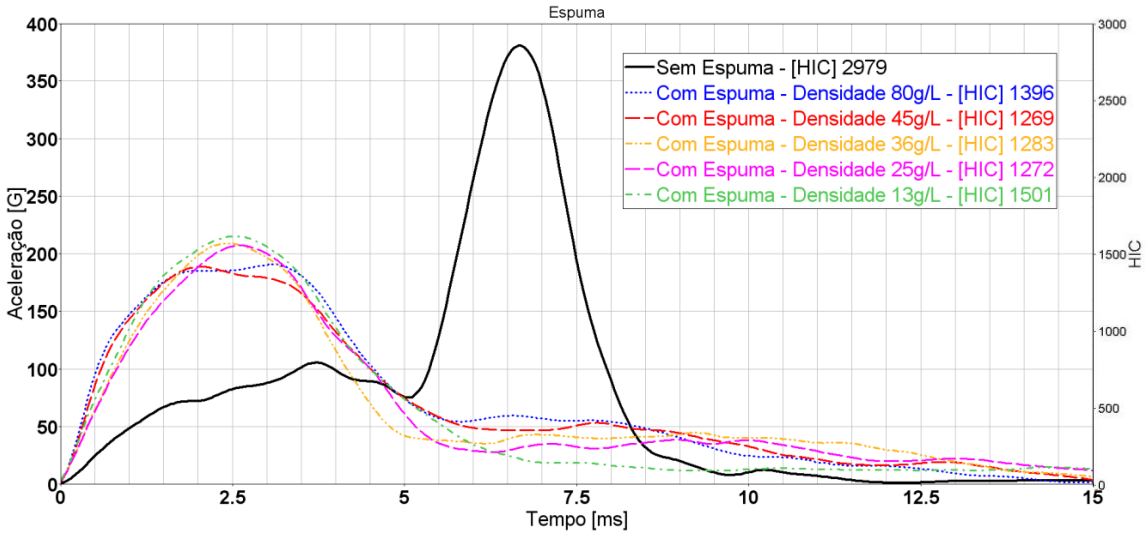


Figura 97: Comparação de deformações para as diferentes densidades do polímero.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO

O objetivo do trabalho foi o estudo da influência de diferentes geometrias do capô de um automóvel, visando à segurança de pedestres em caso de atropelamento.

Diversas maneiras de medir os danos causados pela desaceleração da cabeça foram estudadas e discutidas. Optou-se aqui por usar a medida HIC, por ser a mais usada e recomendada pela literatura.

Um exemplo analítico simples ilustra o problema, onde aceleração e intervalo de tempo mínimo são calculados para obterem-se valores críticos de HIC em testes padrão. Além disso, foram analisados numericamente três tipos de capôs no veículo modelo GEO METRO (NHTSA, 2009), que possui vão livre de 68mm. O conjunto de simulações numéricas mostra que a configuração de capô sem reforços internos é a recomendada para ser utilizada nesse projeto, visando minimizar as lesões em pedestres. Os valores de deslocamentos máximos obtidos nas simulações (65mm) não resultariam no contato com os componentes rígidos do motor. A Figura 98 mostra o capô do veículo projetado a 68mm da posição original e percebe-se que não haveria o contato entre o capô e os componentes rígidos do motor.

Foi estudada adicionalmente a utilização de um polímero entre o capô e os componentes rígidos do motor, com o objetivo de absorver a energia do impacto, em um caso hipotético, onde não haveria o vão livre necessário. Apesar do valor do HIC continuar acima de 1000, o pico de desaceleração reduziu 42%. Dessa forma, esta pode ser uma boa solução, quando combinada a um aumento do vão entre capô e componentes rígidos.

Atualmente nos países da União Européia, Estados Unidos, China, Índia e Japão, as indústrias automobilísticas necessitam atender a lei de proteção ao pedestre. Com a globalização, apesar do Brasil ainda não possuir essa lei, se beneficia de projetos de veículos originados de países que a requerem,

conforme ilustra a Figura 101, que mostra o vão livre em diferentes regiões de um Citroën C4.

Além disso, algumas empresas já projetam seus veículos no Brasil visando à proteção ao pedestre. A Figura 102 mostra a evolução do veículo do ano 2000 ao 2010, baseada no aumento do vão livre entre o capô e os componentes rígidos do motor.

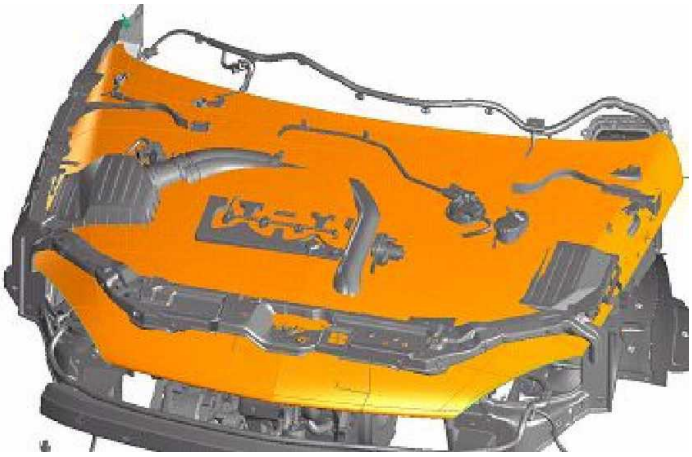


Figura 98: Superfície externa do capô projetada a 68 milímetros da posição original.

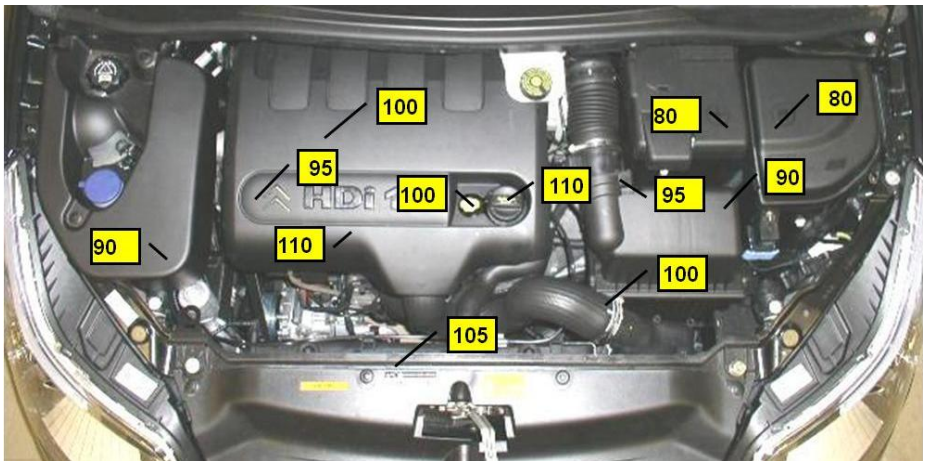
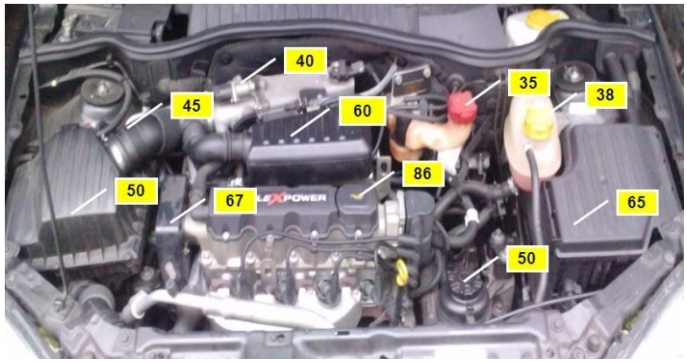
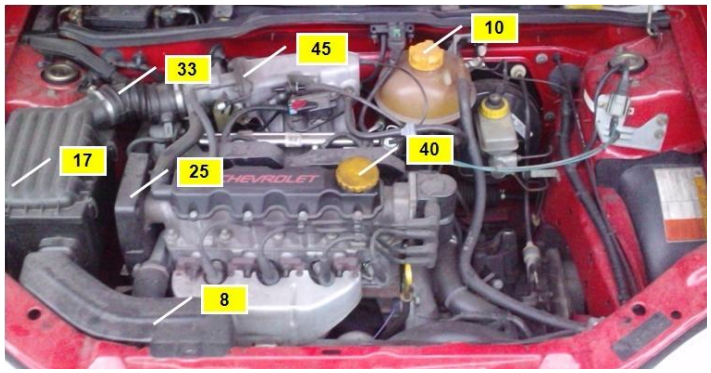


Figura 99: Vão livre em diferentes regiões do Citröen C4 ano 2007.

(a)



(b)



(c)

Figura 100: Vão livre em milímetros em diferentes regiões, (a) do Chevrolet Agile ano 2010, (b) do Chevrolet Corsa ano 2004 e (c) Chevrolet Corsa ano 2000.

Baseado neste estudo recomenda-se à indústria automobilística que aumente ao máximo o vão livre entre o capô e os componentes rígidos do motor para minimizar as lesões em pedestres.

CAPÍTULO 8

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKIHIKO A.; SUGURU Y.; TESTUO M., 1999, Development of Simulation Model and Pedestrian Dummy, **Annals of SAE Congress 1999**, paper 1999-01-0082, 9 p.

BATHE, K. J., 1996, **Finite Element Procedures,** Editora Prentice Hall, 1037 p.

BERG, F. A.; EGELHAAF, M., J.; BAKKER, H. B.; HERRMANN, R.; SCHEERER, J., 2002, The Potential of Car Design and Impact Testing, **Annals of Pedestrian Protection in Europe**, 13 p.

BONET, J.; WOOD, R., 1997, **Nonlinear Continuum Mechanics for the Finite Element Analysis,** Cambridge University Press, 283 p.

BOULOS, P., 1999, **Cálculo Diferencial e Integral,** Vol. 1, Editora Makron Books, 230 p.

COMPANHIA DE ENGENHARIA DE TRÁFEGO DO ESTADO DE SÃO PAULO, 2009, **Acidentes de trânsitos fatais no Estado de São Paulo em 2009.** Disponível em: <http://www.cetsp.com.br/acidentessp2009.asp.>. Acesso em: 18 jul. 2009.

CHEN, W. F.; HAN, D. J., 1988, **Plasticity for Structural Engineers,** Springer Verlag Press, 285 p.

COWPER, G. R.; SYMONDS, P. S., 1958, Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams, **Brown University Report**, 234-56/3, 28 p.

CRISFIELD, M. A., 1997, **Non-Linear Finite Element Analysis of Solids and Structures Advanced Topics**, Ed. John Wiley & Sons, Vol. 2, 509 p.

FAROOQ S. I.; SCHUSTER P. J., 2003, Body Concept Design for Pedestrian Head Impact, **Annals of SAE Congress 2003**, Paper 2003-01-1300, 10 p.

GADD C. W., 1966, Use of Weighted-Impulse Criterion for Estimating Injury Hazard. Proceedings of 10th Stapp Car Crash Conference, **Annals of SAE Congress 1966**, Paper 660793, 12 p.

HAIDONG, YU.; YONGJIN, GUO.; XINMIN, LAI., 2008, Rate-dependent behavior and constitutive model of DP600 steel at strain rate from 10−4 to 103 s−1, **International Journal of Materials in Engineering Applications**, Materials & Design, Volume 30, Issue 7, August 2009, Pages 2501-2505.

HALLQUIST, J., 1998, **LS-DYNA Theoretical Manual,** Livermore Software Technology Corporation Press, 498 p.

HALLQUIST, J., 2002, **Getting Started with LS-DYNA**, Livermore Software Technology Corporation Press, 17 p.

HORGAN, T., 2003, The creation of three-dimensional finite element models for simulating head impact biomechanics, **International Journal Crashworthiness,** 8(4), 353-366.

IRTAD, 2009, **International Road Traffic and Accident Database.** Disponível em: <http://www.irtad.net.>. Acesso em: 12 set. 2009.

KERKELING, C.; SCHAFER, J.; THOMPSON, G. M., 2005, Pedestrian Protection Vehicle Concepts, **Annals of SAE Congress 2005**, Paper 05-0304, 12 p.

LISSNER, H. R.; LEBOW, M.; EVANS, F. G., 1960, Experimental Studies on the Relation between Acceleration and Intracranial Pressure Changes in Man, **Annals of Surgery Gynecology and Obstetrics**, Vol. 3, 329-330 p.

LLOYD, R.; GOWLAND, S.; SIMS, N., 2009, Jaguar the new XJ, **Annals of 11th International Car Body Benchmark Conference**, Jaguar & Land Rover Cars.

MCCARTHY, M.; SIMMONS, I., 2005, Active Pedestrian Protection, **Annals of SAE Congress 2005**, Paper 2005-05-0164, 9 p.

NHTSA, 2009, **Department of Transportation**. Disponível em: <htpp:// www.nhtsa.com>. Acesso em: 04 ago. 2009.

ONO, K.; KIKUCHI, A.; NAKAMURA, M.; KOBAYASHI, H.; NAKAMURA, M., 1980, Human Head Tolerance to Sagittal Impact Reliable Estimation Deduced from Experimental Head Injury Using Sub-Human Primates and Human Cadaver Skulls, **Proceedings of Twenty-Fourth Stapp Car Crash Conference**, Paper 801303, 12 p.

OTTE, D.; YANG, J.; YAO, J., 2004, Correlation of different impact conditions to the injury severity of pedestrians in real world accidents, **Annals of SAE Congress 2004**, Paper 05-0352, 8 p.

SCHMITT, U.; NIEDERER, P.; WALZ, F., 2007, **Trauma Biomechanics**, Springer Verlag Press, 130 p.

SCOTT D. H.; WILLIAM W. S., 2003, Introduction to high strain rate testing, ASM Handbooks online : **Mechanical testing and evaluation,** Disponível em: http://products.asminternational.org/hbk/index.jsp, Acesso em: 04 de Agosto de 2009.

SHIGLEY, J. E., 2006, **Elementos de máquinas**, Vol. 8, Livros técnicos e científicos editora LTDA, 353 p.

SHOJAATI, M., 2003, Correlation between injury risk and impact severity index ASI. **Annals of Proceedings of Swiss Transport Research Conference**, Paper STRC 03, 10 p.

STAPP, J. P., 1955, Tolerance to Abrupt Deceleration, **Aviation Medicine Conference**, Paper 122-1955, 12 p. Disponível em: <http://www.stapp.org>. Acesso em: 10 jul. 2008.

XINHAI, Z., 2007, **Input Parameters for Metal Forming Simulation Using LS-DYNA**, Livermore Press, 20 p.

APÊNDICE A – Não linearidade de material

Tipicamente, a curva tensão-deformação de engenharia de um aço tem as características ilustradas na Figura 101.

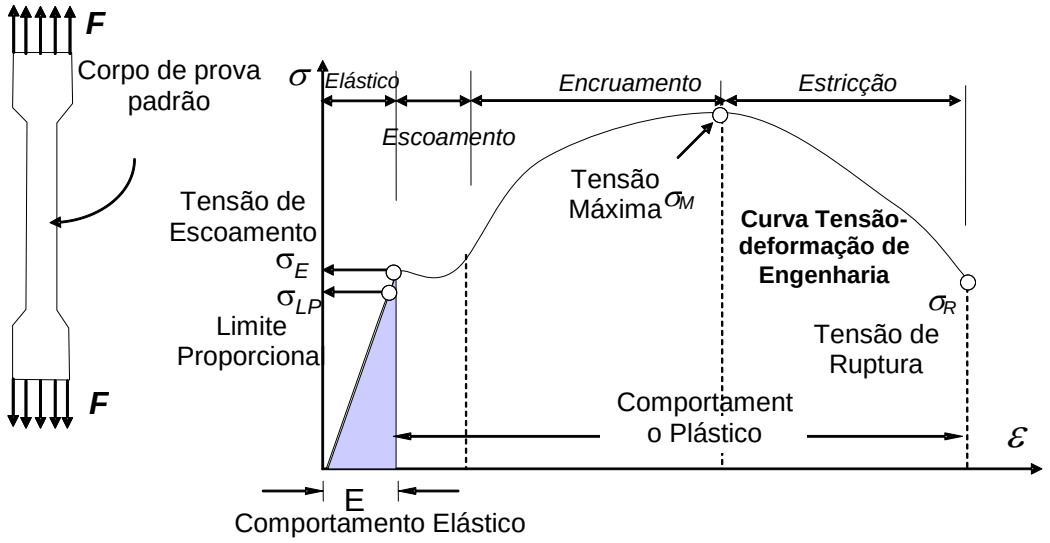


Figura 101: Comportamento de um material elastoplástico representado pela curva tensão-deformação de engenharia.

Para uma análise da relação entre tensões e deformações, buscando a solução do problema elastoplástico através de um processo incremental, algumas considerações importantes devem ser feitas:

- Existência de uma relação entre tensões e deformações que descreva o comportamento do material no regime elástico;
- Existência de uma superfície de escoamento, definindo o limite elástico do material, em qualquer estado multiaxial de tensões;
- Lei de escoamento, definindo das deformações plásticas;
- Lei de encruamento, mostrando a evolução da superfície de escoamento, durante o processo elastoplástico;
- Lei constitutiva elastoplástica baseada nas leis de encruamento e escoamento.

As relações constitutivas incrementais para material elástico e linear podem ser colocadas, de forma geral, como $\sigma_{ij} = C^{e}_{ijkl}\varepsilon_{kl}$, onde C^{e}_{ijkl} é um tensor denominado tensor constitutivo elástico.

Para materiais elásticos, lineares e isotrópicos, esta relação é conhecida como Lei de Hooke generalizada e é descrita como:

$$\sigma_{ij} = 2G\left[\varepsilon_{ij} + \frac{\nu}{(1-2\nu)}\varepsilon_{kk}\delta_{if}\right] \tag{9.1}$$

Onde,

σ_{ij} , ε_{ij} representam os componentes dos tensores de tensão, e de deformações (em notação pra eixos cartesianos), respectivamente; δ_{ij} representa o delta de Kronecker (δ_{ij} = 1 para *i* = *j* e δ_{ij} = 0 para *i* ≠ *j*); *E* é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson e *G* é o módulo cisalhante, definido como:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{9.2}$$

O critério de escoamento define o limite elástico do material e é uma função do estado de tensão (σ_{ij}), do nível de plasticidade e de constantes materiais (K_1, K_2,...) determinadas experimentalmente. Dessa forma, a função pode ser posta de forma genérica como:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, K_1, K_2, ...) = \sigma_{eq} - \sigma_E = 0 \tag{9.3}$$

Onde σ_{eq} é uma tensão equivalente, resultante da combinação de um estado triaxial de tensões σ_{ij}, σ_E é a tensão de escoamento, inicialmente vale σ_{E0}, mas evolui com a deformação plástica, de acordo com a lei de encruamento do material.

Um dos primeiros critérios de escoamento, para um estado combinado de tensão para os metais, foi proposto em 1864 por H. Tresca (CHEN e HAN, 1988), que sugeriu que o escoamento ocorre quando a tensão cisalhante máxima atinge o valor crítico. Porém, atualmente, um dos critérios mais utilizados para análise de escoamento de materiais dúcteis, e utilizado neste estudo, é o Critério de von Mises, conhecido também por teoria da energia de distorção máxima.

A observação de que os materiais dúcteis, tensionados hidrostaticamente (tração ou compressão iguais), possuíam limites de escoamento muito acima dos valores dados pelos testes de tração originou esta teoria. Observou-se que o escoamento não era um simples fenômeno de tração ou compressão, mas, era relacionado de algum modo à distorção angular do elemento tensionado.

Nesta teoria, considera-se que o escoamento ocorre quando a energia associada à mudança de forma de um corpo sob carregamento multiaxial for igual à energia de distorção em um corpo de prova de tração, quando a tensão de escoamento σ_E é atingida.

Considerando a energia de deformação armazenada em um elemento de volume, como mostrado na Figura 102.

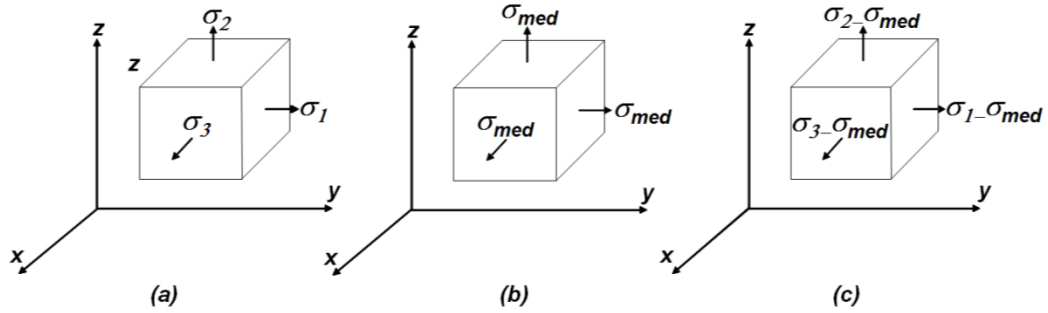


Figura 102: (a) Elemento com tensões triaxiais (sofre variação de volume e distorção angular); (b) elemento sob tensão hidrostática (sofre somente variação de volume); (c) elemento com distorção angular (sem variação de volume).

A Figura 102 (a) mostra um elemento cúbico unitário submetido a tensões principais, de modo que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. O trabalho realizado em qualquer uma das direções principais é dado por,

$$U_n = \frac{\sigma_n \varepsilon_n}{2} \tag{9.4}$$

para n=1, 2 ou 3.

Para o estado de tensão triaxial as deformações principais são definidas por:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E} \\ \varepsilon_2 &= \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E} \\ \varepsilon_3 &= \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} \end{aligned} \tag{9.5}$$

Portanto, substituindo-se a equação (9.4) em (9.5), a energia total de deformação é definida por:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 = \frac{1}{2E}\left[(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)\right] \tag{9.6}$$

Onde, uma parcela desta energia de deformação pode estar associada à variação de volume do elemento e o restante pode estar associado à distorção. A variação de volume é definida pela tensão média conforme Figura 102 (b) e é definida pela equação (9.7).

$$\sigma_{média} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \tag{9.7}$$

Esta tensão média é aplicada a cada uma das direções principais de um cubo unitário conforme Figura 102 (b). As tensões restantes, σ_1-σ_{med}, σ_2-σ_{med}, σ_3-σ_{med}, mostradas na Figura 102 (c), produzirão somente distorção angular. Substituindo-se σ_{med} em σ_1, σ_2, e σ_3 na equação (9.6), obtém-se:

$$U_V = \frac{1}{2E}\left[3\sigma_{med} - 2\nu(3)\sigma_{med}^2\right] = \frac{3\sigma_{med}^2}{2E}(1-2\nu) \tag{9.8}$$

que representa a quantidade de energia que produz somente variação de volume.

Substituindo-se σ_{med} da equação (9.6) na equação (9.7), pode-se, após algumas simplificações, representar a energia que produz somente variação de volume pela equação (9.9).

$$U_v = \frac{1-2\nu}{6E}\left(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1\right) \tag{9.9}$$

Subtraindo-se a equação (9.9) da equação (9.6), obtém-se então a energia de distorção,

$$U_d = U + U_v = \frac{1+\nu}{3E}\left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}{2}\right] \quad (9.10)$$

Ou,

$$U_d = \frac{1}{12G}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right] \quad (9.11)$$

Nota-se que a energia de distorção é zero, se $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$. Para o teste de tração simples, $\sigma_1 = \sigma_E$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Portando a energia de distorção será representada por,

$$U_d = \frac{1}{6G}\sigma_E^2 \quad (9.12)$$

Com isso o escoamento para um estado triaxial de tensões ocorre quando a energia de distorção para um carregamento geral, equação (9.11), iguala ou excede o valor da energia de distorção determinada para um corpo de prova submetida à tração, conforme a equação (9.12). Igualando-se as equações podemos definir o critério de escoamento da energia de distorção máxima em termos das três tensões principais.

$$\sigma_E^2 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right] \quad (9.13)$$

Em termos das tensões normais e tensões cisalhantes nos três planos ortogonais, pode-se determinar pela equação (9.14) o critério de escoamento da energia de distorção máxima.

$$\sigma_E^2 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_X-\sigma_Y)^2+(\sigma_Y-\sigma_Z)^2+(\sigma_Z-\sigma_X)^2+6(\tau_{XY}^2+\tau_{YZ}^2+\tau_{ZX}^2)\right] \quad (9.14)$$

Em termos de tensão plana, as expressões correspondentes para o critério de escoamento da energia de distorção máxima podem ser obtidas pelas equações (9.13) e (9.14), considerando-se $\sigma_3 = \sigma_z = \tau_{ZX} = \tau_{YZ} = 0$. As tensões principais podem ser representadas pela equação (9.15).

$$\sigma_E^2 = \sigma_1^{\ 2} + \sigma_2^{\ 2} - \sigma_1\sigma_2 \tag{9.15}$$

A equação (9.15) representa uma elipse no plano $\sigma_1 - \sigma_2$, como mostrado na Figura 103. Apenas para comparação, o hexágono de escoamento para a teoria de escoamento da tensão cisalhante máxima também está mostrado, em linhas tracejadas. Nos seis vértices do hexágono, as teorias de tensão cisalhante máxima e a teoria de energia de distorção se coincidem, ou seja, ambas as teorias predizem que o escoamento ocorrerá se o estado de tensão (plano) em um ponto corresponde a qualquer um destes estados de tensão. Experiências indicam que a teoria de distorção prevê o escoamento com maior precisão, em todos os quadrantes. Assim, o fato de a teoria de energia de distorção ser aceita como correta significa que a teoria da tensão cisalhante máxima sempre conduz a resultados conservadores (Shigley, 2006).

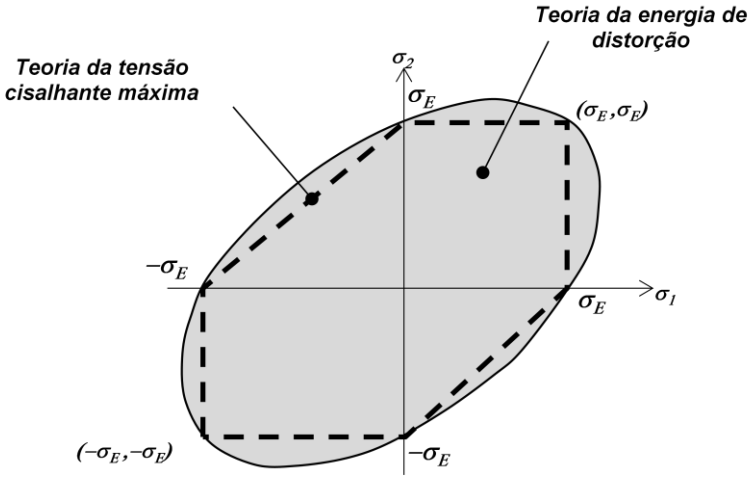


Figura 103: Comparação das teorias da máxima tensão cisalhante e de von Mises para materiais dúcteis e estado biaxial de tensões.

A partir das equações (9.14) e (9.15), a tensão equivalente de von Mises, portanto, é dada por,

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad (9.16)$$

ou

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + (\sigma_Y - \sigma_Z)^2 + (\sigma_Z - \sigma_X)^2 + 6(\tau_{XY}^2 + \tau_{YZ}^2 + \tau_{ZX}^2)\right]^{\frac{1}{2}} \quad (9.17)$$

Portanto, pode-se entender que a tensão equivalente de von Mises compara a energia de distorção de um caso triaxial com a energia de distorção do ensaio de tração uniaxial. Onde, a energia volumétrica causada pela pressão hidrostática não é capaz de provocar escoamento no material.

Efeito da taxa de deformação:

A resposta mecânica de materiais como o aço a altas taxas de deformação (aproximadamente de $10^3 s^{-1}$ a $10^5 s^{-1}$) difere significativamente da estática ou daquela observada a taxas intermediárias ($10^2 s^{-1}$ a $10^3 s^{-1}$). Na análise de situações práticas tais como impactos estruturais, explosões, terremotos, e balística, necessita-se das características do material quando solicitado a taxas de deformação desde $10^2 s^{-1}$ até valores superiores a $10^4 s^{-1}$.

Grande quantidade de dados experimentais relativos ao comportamento de materiais sob altas taxas de deformação está disponível na literatura. Os resultados indicam que para muitos metais há uma relação linear entre a tensão de escoamento e o logaritmo da deformação plástica desde a região quase estática até taxas de deformação de cerca de $10^3 s^{-1}$. Acima desta faixa, entretanto, a tensão de escoamento aumenta bem mais rapidamente com o aumento da taxa de deformação, a linearidade desaparece, e a extrapolação a partir do comportamento a taxas menores é inválida. Os dados experimentais

tornam-se mais raros a taxas acima de $10^4 s^{-1}$ devido ao aumento da dificuldade do teste. (Scott e William, 2009).

O estudo da descrição matemática da relação tensão-deformação de materiais sob altas taxas de deformação cresce em paralelo com o rápido crescimento do uso de simulações computacionais. Vários modelos constitutivos para a deformação plástica de materiais elastoplásticos sob altas taxas de deformação foram propostos. Porém, pela simplicidade e razoável lista de parâmetros disponíveis na literatura, dois modelos são comumente utilizados, Cowper e Symonds (1958) e o Johnson e Cook (1983) *apud* Haidong *et al* (2008).

A formulação que descreve o modelo Johnson e Cook possui bases empíricas e consiste em apenas cinco parâmetros a serem determinados por testes do material. Apesar de ser um modelo criticado pelo fato de ter a sua formulação empírica, na prática ele é muito utilizado em análise de impacto devido à sua simplicidade. O modelo de Johnson e Cook representa a tensão de escoamento por uma equação obtida a partir de testes realizados em vários materiais deformados em condições de cisalhamento simples e compressão, variando a taxa de deformação e temperaturas. O modelo é descrito por:

$$\sigma_E = (A + B\varepsilon^n)\left(1 + C\ln\frac{\dot{\varepsilon}_{eq}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\left[1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right] \tag{9.18}$$

Onde:

σ_E é a expressão para tensão de escoamento;

A,B,C,m,n são constantes do material;

T_m é a temperatura de fusão do material;

T_r é a temperatura de referência em que a constante A é medida;

$\dot{\varepsilon}_{eq}$ é a taxa de deformação equivalente;

$\dot{\varepsilon}_0$ é a taxa de deformação de referência.

A fórmula do modelo de Johnson e Cook simplificada, que não leva em consideração a variação de temperatura diminui o custo operacional é descrita por:

$$\sigma_E = (A + B\varepsilon^n)\left(1 + C\ln\frac{\dot{\varepsilon}_{eq}}{\dot{\varepsilon}0}\right) \tag{9.19}$$

Por outro lado, a formula que define o modelo de Cowper e Symonds, é definida como,

$$\sigma_0^d = \sigma_0\left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{D}\right)^{\frac{1}{p}}\right] \tag{9.20}$$

Onde:

D e p são constantes do material;

$\dot{\varepsilon}$ é a taxa de deformação;

σ_0^d é a tensão de escoamento dinâmica;

σ_0 é a tensão de escoamento estática.

Assim, ambos os modelos representam um material que possui uma tensão de escoamento dinâmica que aumenta com a taxa de deformação, que por sua vez está diretamente relacionada com a velocidade de impacto.

Como pode-se visualizar na Figura 104, o modelo de Cowper e Symonds ajusta-se muito bem até 10 s^{-1} aos dados obtidos experimentalmente (pontos em azul) e sobrestimou o comportamento do escoamento após essa taxa de deformação. O modelo de Johnson e Cook ajustou-se muito bem até 100 s^{-1} e drasticamente subestimou os dados após esse valor da taxa de deformação. Esse comportamento do modelo de Johnson e Cook é esperado, pois o modelo é linear com ln(ε) e, portando, incapaz de ajustar os dados na região onde ocorre rápido crescimento da tensão de escoamento.

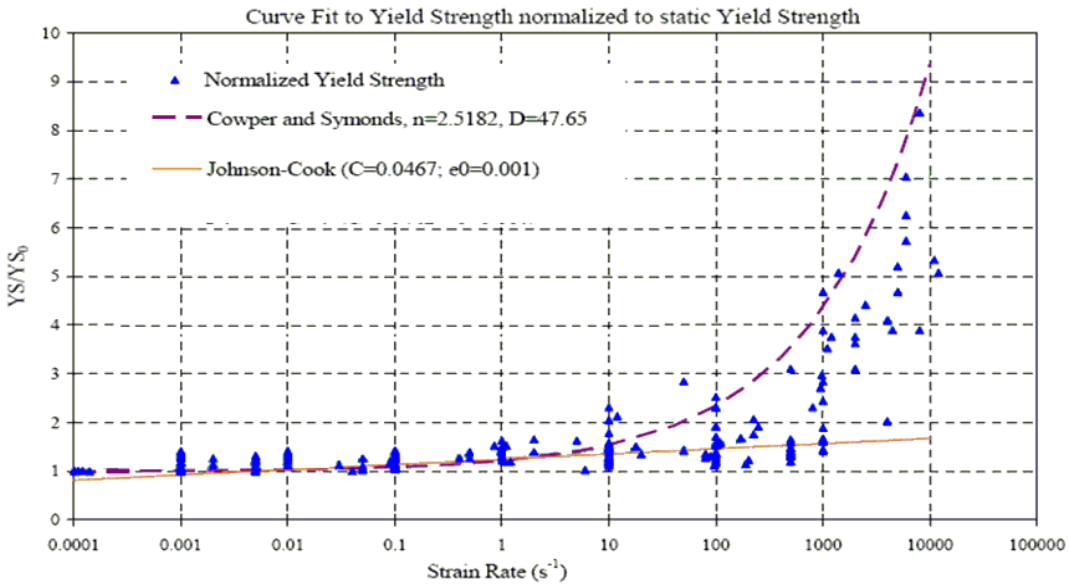


Figura 104: Comparação entre o modelo Johnson e Cook e o modelo Cowper e Symonds com dados obtidos experimentalmente.

Não linearidade Geométrica:

A opção de consideração de grandes deformações admite que as deformações não sejam mais infinitesimais, mas finitas. Dessa maneira, as deformações de forma (área, espessura e volume) são consideradas no equilíbrio da estrutura, além da possibilidade de ocorrência de grandes deslocamentos e rotações. Para os modelos em que as deformações são consideradas finitas, a curva tensão deformação “real” (ou tensão de Cauchy versus deformação logarítmica) deve ser utilizada no lugar da tradicional curva tensão-deformação de engenharia.

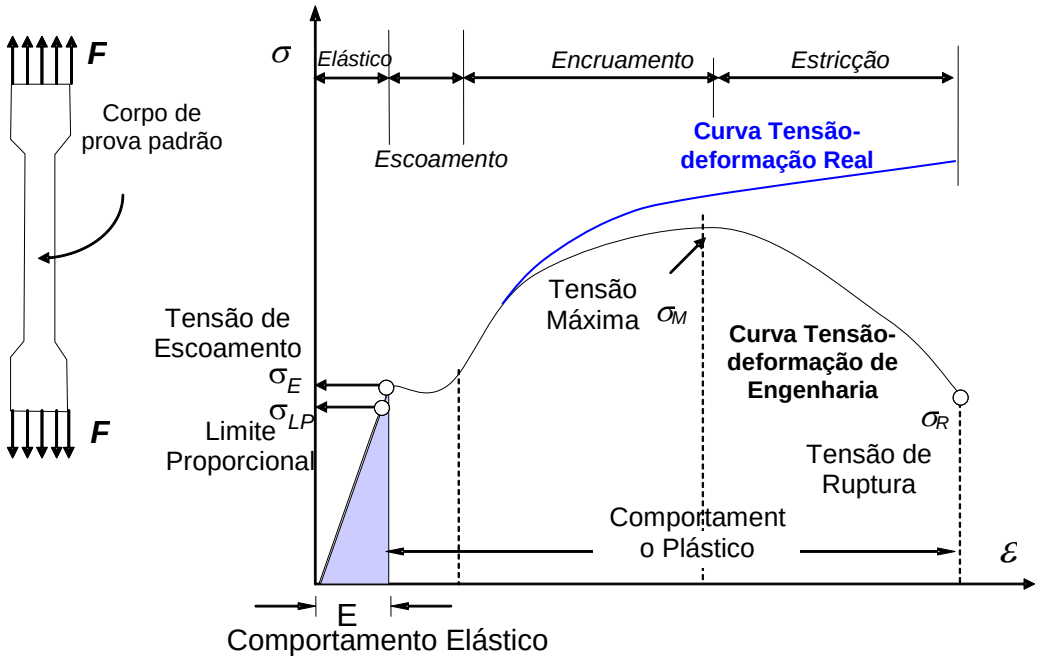


Figura 105: Comparação entre a curva tensão-deformação de engenharia e a curva tensão-deformação real.

Quando ocorre se inicia a estricção em um corpo de provas no ensaio uniaxial, a tensão de engenharia atinge seu valor máximo para, então iniciar o amolecimento do material, conforme ilustra a Figura 105. Por outro lado, a tensão real ou tensão de Cauchy, continuará aumentando devido à redução de área do elemento. Para o caso unidimensional essa transformação da curva tensão-deformação de engenharia para a curva tensão-deformação real pode ser feita pelas equações (9.21 e 9.22), onde a equação (9.21) é referente à tensão real ou de Cauchy e a equação (9.22) refere-se deformação real, ou logarítmica:

$$\sigma_T = \frac{A}{A_U}\sigma_E = \frac{A}{\dfrac{A}{1+\varepsilon_E}}\sigma_E = (1+\varepsilon_E)\sigma_E \tag{9.21}$$

$$\varepsilon_T = \int_{l}^{l+\Delta l} \frac{dx}{x} = \ln\frac{l+\Delta l}{l} = \ln(1+\varepsilon_E) \tag{9.22}$$

Onde:

l é o comprimento do elemento;
A é a área inicial do elemento;
A_U é a área corrigida do elemento;
ε_E é a deformação de engenharia ($\Delta l/l$);
ε_T é a deformação real ou logarítmica;
σ_E é a tensão de engenharia;
σ_T é a tensão real ou de Cauchy.

A consideração da curva tensão-deformação real é de fundamental importância em analises não-linear, onde o objetivo é estudar o comportamento da estrutura na região de deformação plástica. As equações (9.21) e (9.22) são válidas antes da estricção do material. Após o início da estricção é necessário medir a seção transversal instantânea do corpo de provas para obter tensão real. Como estes dados não são fáceis de obter, costuma-se extrapolar as curvas a partir da estricção do material (Xinhai, 2007). Este procedimento foi usado para obtenção das curvas dos materiais utilizadas pela NHTSA (2009) no modelo estudado.

APÊNDICE B – Dados de entrada para o software LS-DYNA®

O modelo de material *MAT24 (*MAT_PICEWISE_LINEAR_PLASTICITY) utilizado no software Ls-Dyna® é baseado no modelo de Von Mises. O software permite considerar a influência da taxa de deformação. Deve-se inserir a curva tensão versus deformação para cada taxa de deformação, e o software interpola os valores, de acordo com a taxa de deformação imposta ao elemento.

```
$---------------------------------------------------------------------
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_TITLE
ST CR200P (RD) mean
$  CR200P (Mean), ys=0.2296 GPa (rate dependent)
$ UNITS: kg,mm,msec,kN,GPa
       216 7.8300E-6 200.00000 0.3000000 0.2000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000
 0.0000000 0.0000000       216         0       1.0
 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000
 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000 0.0000000
*DEFINE_TABLE
       216
           0.0000007
             0.00007
               0.008
                0.09
                0.55
                 1.6
*DEFINE_CURVE
      1707        0 1.0000000 1.0000000 0.0000000 0.0000000
                  0              0.2296
              0.001             0.23294
              0.006             0.24948
              0.012             0.26433
              0.018             0.27946
               0.03             0.30372
              0.045             0.32887
               0.06             0.34995
              0.075             0.36774
               0.09             0.38317
               0.11             0.40142
               0.13             0.41727
               0.15             0.43048
               0.17             0.44215
               0.19             0.45372
               0.21              0.4635
               0.24             0.47675
               0.27             0.48899
                0.5             0.58282
                  1              0.7868
                1.5             0.99078
                2.4              1.3579
```

```
*DEFINE_CURVE
      1708         0 1.0000000 1.0000000 0.0000000 0.0000000
                   0              0.2466
               0.001             0.24969
               0.006             0.26555
               0.012             0.28032
               0.018             0.29457
                0.03             0.31939
               0.045             0.34596
                0.06             0.36915
               0.075             0.38882
                0.09             0.40555
                0.11             0.42479
                0.13             0.44129
                0.15             0.45505
                0.17             0.46696
                0.19             0.47845
                0.21             0.48856
                0.24             0.50096
                0.27             0.51313
                 0.5              0.6064
                   1             0.80916
                 1.5              1.0119
                 2.4              1.3769
*DEFINE_CURVE
      1709         0 1.0000000 1.0000000 0.0000000 0.0000000
                   0              0.3014
               0.001             0.30615
               0.006              0.3284
               0.012              0.3409
               0.018             0.35129
                0.03             0.36935
               0.045             0.38853
                0.06             0.40554
               0.075             0.42142
                0.09             0.43662
                0.11             0.45597
                0.13             0.47397
                0.15             0.49019
                0.17             0.50437
                0.19             0.51669
                0.21             0.52774
                0.24             0.54384
                0.27              0.5592
                 0.5             0.65247
                   1             0.85524
                 1.5               1.058
                 2.4               1.423
*DEFINE_CURVE
      1710         0 1.0000000 1.0000000 0.0000000 0.0000000
                   0              0.3489
               0.001             0.35277
               0.006             0.37286
               0.012             0.38607
               0.018             0.39656
                0.03             0.41385
               0.045             0.43376
                0.06              0.4534
               0.075             0.47168
                0.09             0.48749
```

```
                0.11             0.50463
                0.13             0.51893
                0.15             0.53211
                0.17             0.54446
                0.19              0.5555
                0.21              0.5675
                0.24             0.58075
                0.27              0.5934
                 0.5             0.68667
                   1             0.88944
                 1.5              1.0922
                 2.4              1.4572
*DEFINE_CURVE
      1711         0 1.0000000 1.0000000 0.0000000 0.0000000
                   0              0.3713
               0.001             0.37961
               0.006             0.41003
               0.012             0.42764
               0.018             0.43884
                0.03             0.45626
               0.045             0.47725
                0.06             0.49601
               0.075             0.51196
                0.09             0.52665
                0.11             0.54432
                0.13             0.55789
                0.15             0.57007
                0.17             0.58221
                0.19              0.5919
                0.21             0.60001
                0.24             0.61218
                0.27             0.62434
                 0.5             0.71761
                   1             0.92038
                 1.5              1.1231
                 2.4              1.4881
```

As condições de contorno utilizado no software Ls-Dyna® são exemplificadas abaixo.

Exemplo: O nó 83086 da dobradiça do capô, segundo a Figura 48, deve ser restrito nas direções e rotações dos eixos x, y e z. Portanto, deve-se impor essa condição de contorno da seguinte maneira:

```
*BOUNDARY_SPC_NODE
$HMNAME LOADCOLS       1spc
$HMCOLOR LOADCOLS       1       1
     83086         0         1         1         1         1         1         1
```

Os dados de entrada referentes à configuração para realizar o cálculo pelo modo explícito estão citados abaixo, com o comando *CONTROL. Ressalta-se que o incremento de tempo mínimo (DT2MS) definido para esta análise foi de 0.001ms. Além disso, os dados necessários para pós-processamento são selecionados pelos comandos de *DATABASE.

```
*CONTROL_TERMINATION
$$  ENDTIM    ENDCYC     DTMIN    ENDENG    ENDMAS
      40.0         0       0.0       0.0       0.0
*CONTROL_TIMESTEP
$$  DTINIT    TSSFAC      ISDO    TSLIMT     DT2MS      LCTM     ERODE     MSIST
       0.0       0.9         0       0.0-1.000E-03         0         0         0
*CONTROL_SHELL
$$  WRPANG     ESORT     IRNXX    ISTUPD    THEORY       BWC     MITER      PROJ
      30.0         1        -1         0         2         2         1         0
*CONTROL_HOURGLASS
$$     IHQ        QH
         5      0.05
*CONTROL_BULK_VISCOSITY
$$      Q1        Q2       IBQ
       1.5      0.06         1
*CONTROL_DYNAMIC_RELAXATION
$$  NRCYCK     DRTOL    DRFCTR    DRTERM    TSSFDR    IRELAL     EDTTL    IDRFLG
       250 1.0000E-04     0.995       0.0       0.9         0       0.0         0
*CONTROL_CONTACT
$$  SLSFAC    RWPNAL    ISLCHK    SHLTHK    PENOPT    THKCHG    ORIEN    ENMASS
       0.1       1.0         2         0         1         1         2         0
$$  USRSTR    USRFRC     NSBCS    INTERM     XPENE     SSTHK      ECDT   TIEDPRJ
         0         0        16         0       1.0         0         0         0
$$   SFRIC     DFRIC       EDC    INTVFC        TH     TH_SF    PEN_SF
       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0
$$  IGNORE    FRCENG
         1
*CONTROL_PARALLEL
$$    NCPU    NUMRHS      ACCU
         4         0         1         0
*CONTROL_OUTPUT
$$   NPOPT    NEECHO    NREFUP    IACCOP     OPIFS    IPNINT    IKEDIT
         0         0         0         0       0.0         0         0         0
*CONTROL_ENERGY
$$     HGEN      RWEN    SLNTEN     RYLEN
         1         2         1         1
*CONTROL_ACCURACY
$$ OSU           INN    PIDOSU
         0         2         0
*CONTROL_CPU
$$  CPUTIM
       0.0
*DAMPING_GLOBAL
$$     LCID    VALDMP       STX       STR       STZ       SRX       SRY       SRZ
         0       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0       0.0
*DATABASE_NODOUT
      0.05         1
*DATABASE_BINARY_D3PLOT
$$ DT/CYCL      LCDT      BEAM     NPLTC
       1.0         0         0         0
         0
```

Os dados de entrada referentes à definição da espessura de 0.65mm para os elementos de casca estão descritos abaixo.

```
*SECTION_SHELL
$HMNAME PROPS 9000120Hood_outer
   9000120        16     0.833         2       0.0       0.0         0
      0.65      0.65      0.65      0.65       0.0       0.0
```