ANDERSON DE LIMA

**DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO URBANO SEGURO UTILIZANDO
OTIMIZAÇÃO BASEADA EM METAMODELOS**

São Paulo

2016

ANDERSON DE LIMA

**DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO URBANO SEGURO UTILIZANDO
OTIMIZAÇÃO BASEADA EM METAMODELOS**

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de doutor em Engenharia Mecânica

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Marcílio Alves – USP

Co-Orientador: Prof. Dr. Rogério José Marczak
– UFRGS

São Paulo

2016

Catálogo-na-publicação

Lima, Anderson

DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO URBANO SEGURO
UTILIZANDO OTIMIZAÇÃO BASEADA EM METAMODELOS / A. Lima -- São
Paulo, 2016.

346 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Métodos Numéricos (Otimização; Aplicações) 2.Veículos Especiais
(Simulação Computacional) 3.Segurança Veicular : Estrutura Veicular 4.Dinâmica
Veicular (Impacto) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

A minha amada esposa Cláudia Lanhi por seu apoio e incentivo diários, essenciais para minha dedicação neste projeto. Por sua compreensão nos momentos difíceis durante esta árdua trajetória. Ao nosso filho Murilo Henrique, maior benção que pode existir na vida, muitas vezes ele ficou sentado comigo vendo o desenvolvimento do veículo. Seu sorriso sempre traz brilho e esperança para minha vida.

Ao orientador Prof. Dr. Marcílio Alves por sua orientação, crítica e dedicação durante a realização deste trabalho. Por compartilhar seus conhecimentos. Suas críticas e comentários fizeram meus pensamentos se expandirem. Pelos desafios que me impôs no desenvolvimento do projeto.

A todos os familiares e colegas da General Motors do Brasil que contribuíram ou incentivaram-me na realização deste projeto.

A minha mãe Carmen T. K. de Lima sinônimo de fortaleza e prudência que foram os alicerces da família. Muitas foram as discussões, que após diálogos acirrados sempre terminaram em entendimentos e aprendizados, pois discussões sensatas geram conclusões eficazes.

Ao meu pai Vanderley de Lima que sempre foi uma pessoa muito humilde e de enorme coração, sempre ajudando a todos. Sua habilidade em matemática e lógica sempre me inspiraram. Pode não ter tido o privilégio de ter estudado o quanto gostaria, devido a motivos adversos, mas sua dignidade e honradez me ensinaram mais do que palavras em papéis. Meu pai sempre será minha fonte de inspiração para o sucesso.

Aos meus avós pelo exemplo de vida e união. A Deus e Nossa Senhora, pois a convicção nos auxilia a transpor os desafios.

Mensagem

“Educai as crianças e não será preciso punir os homens”

Pitágoras

“Nunca, jamais desanimeis, embora venham ventos contrários”

Santa Paulina

Resumo

O trabalho tem por objetivo desenvolver um veículo com massa inferior a 500 kg e que atenda aos requisitos estruturais e biomecânicos conforme regulamentações das Nações Unidas referentes a segurança dos ocupantes, para tal serão aplicadas metodologias de otimização usando metamodelos, que são modelos substitutos aos modelos em elementos finitos.

O trabalho apresenta o desenvolvimento de um veículo completo para dois ocupantes, o mesmo é conceitual pois é mais curto e estreito se comparado a um veículo convencional, propiciando a redução do espaço ocupado em centros urbanos. Por meio de simulação numérica computacional será avaliada a capacidade da estrutura em proteger os ocupantes, bem como serão utilizados manequins virtuais para obter as respostas do corpo humano aos diferentes eventos de colisão veicular.

São apresentadas técnicas para criação dos metamodelos e definida a melhor aproximação que foi aplicada no processo otimização da estrutura do veículo, objetivando atingir a menor massa possível. Além disto, o veículo precisa cumprir aos requisitos de proteção dos ocupantes em casos de impacto frontal, lateral e traseiro. Também serão avaliadas as respostas biomecânicas dos ocupantes, respostas do corpo humano a forças internas e externas, em impactos veiculares não regulamentados pelas Nações Unidas, mas são procedimentos de teste empregados para avaliar e comparar os resultados entre diferentes veículos.

O estudo é inovador pois na formulação dos problemas de otimização são utilizadas funções objetivo e restrições tanto estruturais quanto biomecânicas. O veículo projetado servirá de base para o desenvolvimento de futuros estudos em diferentes áreas e disciplinas da Universidade, podendo ser utilizado na definição, aplicação e validação de novos conceitos.

Finalmente, por meio da otimização numérica computacional baseada em metamodelos, demonstra-se que o veículo pode ser melhorado, satisfazendo os requisitos estabelecido e promovendo redução no tempo e no custo de desenvolvimento de um novo veículo.

Abstract

The work aims to develop a vehicle with mass less than 500 kg and it meets the structural and biomechanical requirements according to the United Nations regulations regarding the occupant protection. To achieve these goals will be applied optimization processes based on metamodels that are surrogate models for finite elements models.

The work presents the development of a conceptual full vehicle for two occupants, it is shorter and narrower compared to a conventional vehicle, allowing the reduction of occupied space in urban centers. Through computational numerical simulation will evaluate the ability of the structure to protect the occupants and will be used virtual mannequins to assess the human body responses to different types of vehicular collisions.

Techniques to create metamodels will be presented and setting the best approximation that was applied to the optimization process of the vehicle structure with the objective to obtain the lowest possible mass. Furthermore, the vehicle must meet the occupants' protection requirements in events of frontal, lateral and rear impact. Also, it will be evaluated the occupants' biomechanical responses in case of vehicular impacts not regulated by United Nations. However, these test procedures are applied to assess and comparing results among different vehicles.

The study herein developed presents significant contributions since in the optimization problems are used both structural and biomechanical responses as objective and constraint functions. The vehicle designed will be a basis for the development of future studies in different areas and disciplines of the University. It will be used in the definition, implementation and validation of new concepts.

Finally, it is shown that the application of numerical optimization based on metamodels is an effective process to improve the vehicle performance by meeting the requirements and promoting a reduction in time and cost of developing.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO AO IMPACTO DE VEÍCULOS.....	1
1.1. RESISTÊNCIA ESTRUTURAL A IMPACTO – CRASHWORTHINESS	2
1.2. GERENCIAMENTO DE ENERGIA CINÉTICA	10
1.3. PULSO DO IMPACTO	19
1.4. INTERAÇÃO VEÍCULO – OCUPANTE – SISTEMA DE RETENÇÃO.....	20
1.5. HISTÓRICO E CRONOLOGIA DOS MANEQUINS ANTROPOMÓRFICOS PARA TESTE (ANTROPOMORPHIC TEST DEVICES – ATD’S).....	22
1.6 ACIDENTES DE TRÂNSITO NO BRASIL E NO MUNDO.....	30
1.7 OBJETIVOS DA TESE.....	31
1.8 ORGANIZAÇÃO DA TESE.....	32
 2. PROJETO DE UM AUTOMÓVEL URBANO SEGURO (AUS)	34
2.1. COMO NASCEU O PROJETO DO AUTOMÓVEL URBANO SEGURO	34
2.2. MATERIAIS.....	42
 3. NORMAS, REGULAMENTAÇÕES E LEGISLAÇÕES MUNDIAIS E PROGRAMAS DE AVALIAÇÕES VEICULARES QUANTO A SEGURANÇA VEICULAR	48
3.1. IMPACTO FRONTAL – REGULAMENTAÇÃO BRASILEIRA.....	48
3.2. IMPACTO TRASEIRO – REGULAMENTAÇÃO BRASILEIRA	52
3.3. IMPACTO LATERAL – REGULAMENTAÇÃO BRASILEIRA.....	54
3.4. IMPACTO FRONTAL – ECE R94 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS.....	73

3.5. IMPACTO FRONTAL – ECE R12 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	77
3.6. IMPACTO LATERAL – ECE R95 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	78
3.7. IMPACTO TRASEIRO – ECE R32 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	80
3.8. IMPACTO FRONTAL, LATERAL E TRASEIRO – ECE R34 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	81
3.9. IMPACTO FRONTAL – FMVSS 208 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	82
3.10. IMPACTO LATERAL – FMVSS 214 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	86
3.11. IMPACTO FRONTAL, TRASEIRO E LATERAL – FMVSS 301 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	89
3.12. RESISTÊNCIA DO TETO AO ESMAGAMENTO – FMVSS 216 – PROCEDIMENTO DE TESTE E REQUISITOS	92
4. MECANISMOS E CRITÉRIOS DE LESÕES	105
4.1. MECANISMOS DE LESÃO NA CABEÇA.	105
4.2. CRITÉRIO DE LESÃO NA CABEÇA	105
4.3. MECANISMOS DE LESÃO NO PESCOÇO.	110
4.4. CRITÉRIOS DE LESÕES NO PESCOÇO.....	113
4.5. MECANISMOS DE LESÃO DA CAIXA TORÁCICA	117
4.6. CRITÉRIOS DE LESÃO DA CAIXA TORÁCICA	118

4.7. MECANISMOS DE LESÃO DA PÉLVIS E DAS EXTREMIDADES INFERIORES.....	121
4.8. CRITÉRIOS DE LESÃO DA PÉLVIS E DAS EXTREMIDADES INFERIORES...	122
5. MODELOS SUBSTITUTOS OU METAMODELOS E OTIMIZAÇÃO.....	126
5.1. MODELOS SUBSTITUTOS OU METAMODELOS	126
5.2. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS – DOE	129
5.2.1. FATORIAL COMPLETO.....	130
5.2.2. FATORIAL FRACIONADA.....	131
5.2.3. COMPOSTO CENTRAL.....	131
5.2.4. BOX-BEHNKEN	132
5.2.5. PLACKETT-BURMAN.....	133
5.2.6. KOSHAL.....	134
5.2.7. D-ÓTIMO.....	135
5.2.8. MATRIZES ORTOGONAIS.....	135
5.2.9. HIPERCUBO LATINO	139
5.3. DETERMINAÇÃO DO MODELO DE APROXIMAÇÃO	142
5.3.1. TÉCNICAS DE METAMODELAGEM.....	142
5.3.2. MÉTODO DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA – RSM	143
5.3.3. FUNÇÕES DE BASE RADIAL – RBF	147
5.3.4. KRIGING – CORRELAÇÃO ESPACIAL.....	150
5.3.5. QUANTIDADE DE AMOSTRAS	154
5.3.6. MÉTRICAS PARA AVALIAR A PRECISÃO DO METAMODELO.....	156
5.4. EXEMPLOS NUMÉRICOS PARA CRIAÇÃO DO METAMODELO	159
5.5. OTIMIZAÇÃO	178

5.5.1. DEFINIÇÃO DA OTIMIZAÇÃO.....	178
5.5.2. MÉTODOS DETERMINÍSTICOS	180
5.5.3. MÉTODOS ESTOCÁSTICOS.....	182
5.5.4. OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO	190
5.5.5. OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO UTILIZANDO ALGORITMOS GENÉTICOS	193
5.6. OTIMIZAÇÃO COM VARIÁVEIS CONTÍNUAS E DISCRETAS.....	196
5.7. EXEMPLOS NUMÉRICOS DE OTIMIZAÇÃO.....	199
5.8. OTIMIZAÇÃO VIA ALGORITMO GENÉTICO BASEADO EM METAMODELO DE KRIGING (ESTUDO DE CASOS)	201
6. OTIMIZAÇÃO BASEADA EM METAMODELOS DO AUTOMÓVEL URBANO SEGURO (AUS)	209
6.1. OTIMIZAÇÃO – IMPACTO FRONTAL CONTRA BARREIRA RÍGIDA INDEFORMÁVEL (ECE R12).....	209
6.1.1. DISCUSSÕES	215
6.2. OTIMIZAÇÃO – IMPACTO TRASEIRO (ECE R32)	218
6.2.1. DISCUSSÕES	223
6.3. OTIMIZAÇÃO – IMPACTO FRONTAL DESLOCADO CONTRA BARREIRA DEFORMÁVEL (ECE R94).....	230
6.3.1. DISCUSSÕES	240
6.4. OTIMIZAÇÃO – IMPACTO LATERAL (ECE R95)	243
6.4.1. DISCUSSÕES	248
6.5. OTIMIZAÇÃO – MÍNIMAS ESPESSURAS COMBINANDO OS 4 CASOS DE IMPACTO	259

6.5.1. DISCUSSÕES.....	260
6.6. OTIMIZAÇÃO BASEADO EM METAMODELOS DO SISTEMA DE RETENÇÃO PARA IMPACTO FRONTAL (ECE R94).....	265
6.6.1. DISCUSSÕES.....	273
7. ESTUDOS ADICIONAIS DE IMPACTO VEICULAR.....	280
7.1. IMPACTO FRONTAL CONTRA BARREIRA DEFORMÁVEL À 64 KM/H.....	280
7.2. IMPACTO LATERAL CONTRA POSTE.....	281
7.3. COMPATIBILIDADE ENTRE VEÍCULOS.....	283
7.3.1. IMPACTO LATERAL DO AUS CONTRA SUV	285
7.3.2. IMPACTO DO AUS CONTRA TRASEIRA DE UM CAMINHÃO	288
7.4. CAPOTAMENTO	291
8. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	297
8.1. CONCLUSÕES	297
8.2. TRABALHOS FUTUROS	299
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	302
APÊNDICE A	313
APÊNDICE B.....	316
APÊNDICE C	327
DADOS DE ACIDENTES DE TRÂNSITO NO BRASIL E MUNDO	327

LISTA DE FIGURAS	XIII
-------------------------------	-------------

LISTA DE TABELAS	XXIV
-------------------------------	-------------

Lista de Figuras

Figura 1 - a) Veículo de corpo único; b) Veículo de corpo sobre chassi (modificado de Huang M., 2002).	2
Figura 2 - Modelo de Kamal (modificado de Du Bois et al., 2004).	4
Figura 3 - Exemplo de modelo de teste de esmagamento estático (Du Bois et al., 2004).	5
Figura 4 - Processo de desenvolvimento de estruturas veiculares para impacto utilizando modelo LMS (modificado de Du Bois, et al., 2004).	5
Figura 5 - Processo de desenvolvimento de estruturas veiculares para impacto utilizando modelo detalhado em elementos finitos (modificado de Du Bois et al., 2004).	6
Figura 6 - Malha em elementos finitos do VW-Polo. Haug, Scharnhorst, & Dubois, 1986 apud Bruijs, 1987.	8
Figura 7- Vista lateral das deformações da estrutura em diferentes instantes durante o impacto. Haug et al., 1986 <i>apud</i> Bruijs, 1987.	9
Figura 8 - Vista de topo das deformações da estrutura em diferentes instantes durante o impacto. Haug et al., 1986 <i>apud</i> Bruijs, 1987.	9
Figura 9 - Elementos do projeto para gerenciamento de energia de impactos (modificado de Du Bois et al., 2004).	11
Figura 10 - Porcentagens de absorção de energia estimados na estrutura frontal (modificado de Witteman, 1999).	13
Figura 11 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto frontal (modificado de Griskevicius e Ziliukas, 2003).	14
Figura 12 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto frontal com sobreposição parcial (Winterhagen, 2009).	15
Figura 13 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto lateral (Winterhagen, 2009).	15
Figura 14 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto traseiro (Winterhagen, 2009).	16
Figura 15 - Lei da física do impacto (Gonneville e Martin, 2006).	16
Figura 16 - Relação dinâmica da colisão (Witteman, 1999).	18
Figura 17 - Distribuição dos acidentes com veículos de acordo com o ponto de impacto (modificado de Khattab, 2010).	18
Figura 18 - Distribuição das colisões por ponto inicial de impacto em acidentes com simples ou múltiplos veículos (modificado de Khattab, 2010).	19
Figura 19 - Localização dos sensores/acelerômetros para obtenção dos pulsos (modificado de Huang M., 2002).	20

Figura 20 - Modelo integrando a estrutura veicular com ocupante e sistema de retenção, nos instante 0 ms e 100 ms (Du Bois et al., 2004).	21
Figura 21 - Velocidade na parte traseira do rocker (modificado de Du Bois et al., 2004).	22
Figura 22 - Manequins da família híbrido III em elementos finitos, 5%, 50% e 95%, respectivamente. Fonte: www.lstc.com	25
Figura 23 - Manequins da família híbrido III em elementos finitos, criança de 3 e 6 anos de idade, respectivamente, Maurath et al., 2010.....	25
Figura 24 - Modelo em elementos finitos do manequim THOR.	30
Figura 25 - Manequim THOR físico para teste.....	30
Figura 26 - Traços iniciais do veículo.....	34
Figura 27 - Formas iniciais do veículo.....	35
Figura 28 - Modelo do veículo em escala.	36
Figura 29 - Imagem externa do veículo.	36
Figura 30 - Imagem do interior do veículo.	37
Figura 31 - Estrutura inicial do AUS – BIW.	38
Figura 32 - Subframe projetado para o AUS.	38
Figura 33 - Posicionamento dos manequins e bancos.....	39
Figura 34 - Absorvedores de energia: a) frontais e b) traseiros.	40
Figura 35 - Imagem lateral do AUS.....	40
Figura 36 - Tipos de aços em relação ao limite de resistência e alongamento (modificado de Horvath, 2004).	43
Figura 37 - Comparação da energia absorvida em carregamento estático e dinâmico (modificado de Sperle e Olsson, 1996).....	44
Figura 38 - Gráfico da tensão verdadeira versus deformação verdadeira para diferentes aços.	45
Figura 39 - Comparação das curvas de tensão versus deformação do aço MP800HY em diferentes taxas de deformação (modificado de Singh et al., 2011).	46
Figura 40 - Veículo com materiais parametrizados por região.	46
Figura 41 - Veículo com materiais parametrizados por região, continuação.....	47
Figura 42 – Ensaio de impacto frontal do veículo contra barreira rígida.	49
Figura 43 – Posicionamento do veículo em relação à barreira deformável. Fonte: ABNT NBR 15300-3.	49
Figura 44 - Relação de deslocamento para os diferentes métodos de teste de impacto frontal estudo de Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, citado por Cunha, 2011.....	51

Figura 45 - Configuração dos testes de impacto de Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, <i>apud</i> por Cunha, 2011.	52
Figura 46 – Ensaio de impacto traseiro do veículo.	53
Figura 47 - Normas Brasileiras Publicadas de 12/08/2013 a 16/08/2013. Fonte: ABNT, 2013.	54
Figura 48 - Estabelecimento dos requisitos de segurança conforme UNECE (modificado de Kisulenko, 2012).	57
Figura 49 - Países que assinaram os acordos de regulamentação veiculares em 1958 e/ou 1998 (modificado de Ramos, 2011).	58
Figura 50 – Regulamentações de colisão na Europa e nos Estados Unidos (modificado de Reuter, 2013).	61
Figura 51 - Normas e regulamentações para proteção de ocupantes (modificado de Reuter, 2013).	62
Figura 52 – Normas e regulamentações para proteção de ocupantes e pedestres (modificado de Reuter, 2013).	63
Figura 53 - Procedimentos de teste e critérios de proteção para pedestres (modificado de Reuter, 2013).	64
Figura 54 - Procedimento de teste para proteção de pedestre conforme EC Diretiva 78/2009 fase 2 (modificado de Reuter, 2013).	65
Figura 55 - NCAP-Teste na Europa e América. Fonte: Reuter, 2013.	67
Figura 56 - NCAP-Teste na Ásia e Austrália. Fonte: Reuter, 2013.	68
Figura 57 - Procedimento de teste para proteção de pedestre conforme EuroNCAP (modificado de Reuter, 2013).	69
Figura 58 - Métricas comparativas, normas e regulamentações para união européia (modificado de Resta, 2013).	69
Figura 59 – Métricas comparativas, normas e regulamentações para Canadá, Estados Unidos e América Latina (modificado de Resta, 2013).	70
Figura 60 - Métricas comparativas, normas e regulamentações para ásia-pacífico (modificado de Resta, 2013).	70
Figura 61 - Testes de impacto para veículos elétricos, FMVSS 305 (modificado de Reuter, 2013).	72
Figura 62 - Posicionamento da Barreira Impacto Frontal conforme ECE R94.	74
Figura 63 - Barreira Deformável de Impacto Frontal (modificado de ECE R94, 2013).	74
Figura 64 - Critério de tensão no pescoço (modificado de ECE R94, 2013).	76
Figura 65 - Critério de cisalhamento no pescoço (modificado de ECE R94, 2013).	76
Figura 66 - Força axial no fêmur (modificado de ECE R94, 2013).	77

Figura 67 - Impacto frontal contra barreira rígida (modificado de Matsumoto, 2010).....	78
Figura 68 - Posicionamento da Barreira Impacto Lateral conforme ECE R95, 2011.	79
Figura 69 - Ensaio de impacto traseiro do veículo conforme ECE R32.	80
Figura 70 - Testes de impacto frontal conforme FMVSS 208 (modificado de Reuter, 2013). 83	
Figura 71 - Posicionamento da Barreira Conforme FMVSS 214.	87
Figura 72 - Ilustração do impacto lateral contra poste oblíquo (modificado de National Highway Traffic Safety Administration, 2007).	88
Figura 73 - Impacto frontal contra barreira rígida conforme FMVSS 301 (modificado de NHTSA 2007).	89
Figura 74 - Impacto traseiro com sobreposição de 70% conforme FMVSS 301 (modificado de NHTSA 2007).	90
Figura 75 - Posicionamento da Barreira Conforme FMVSS 214.	91
Figura 76 - Capotamento estático conforme FMVSS 301.....	92
Figura 77 - – Orientação do dispositivo de teste segundo a norma FMVSS 216 (modificado de NHTSA, 2005).	93
Figura 78 - Localização e aplicação do dispositivo de teste no teto do veículo segundo a norma FMVSS 216 (modificado de NHTSA, 2005).	93
Figura 79 - CDC-Código de sete caracteres (modificado de Hendricks, 1981).	96
Figura 80 - Relação de informação entre as colunas (modificado de Hendricks, 1981).	96
Figura 81 - Direção da força principal (modificado de Hendricks, 1981).	97
Figura 82 - Localização da Deformação (modificado de Hendricks, 1981).	97
Figura 83 - Especificação da localização longitudinal ou lateral da deformação (modificado de Hendricks, 1981).	98
Figura 84 - Localização vertical do dano – Impacto frontal, traseiro ou lateral (modificado de Hendricks, 1981).	99
Figura 85 - Localização lateral do dano – Impacto na parte superior ou inferior (modificado de Hendricks, 1981).	99
Figura 86 - Zona de deformação para veículos de passageiros (modificado de Hendricks, 1981).	101
Figura 87 - Fluxograma para obtenção, armazenamento e utilização dos dados de acidentes veiculares.	103
Figura 88 – Curva de tolerância da universidade do estado de Wayne.	107
Figura 89 – Relação entre HIC e o nível de severidade da lesão AIS.	110
Figura 90 – Partes da coluna vertebral.	111

Figura 91 – Descrição anatômica dos movimentos da coluna cervical (modificado de McElhaney et al., 2002).....	112
Figura 92 – Descrição de engenharia para as cargas no pescoço (modificado de McElhaney et al., 2002.	113
Figura 93 – Requisito do critério de lesão para o manequim híbrido III masculino adulto de tamanho médio (híbrido III 50th masculino).....	119
Figura 94 - Anatomia dos membros inferiores (modificado de Schmitt et al., 2010).....	121
Figura 95 - Possíveis fraturas devido ao impacto no joelho (modificado de Schmitt et al., 2010).....	122
Figura 96 - Força axial no fêmur (modificado de ECE R94, 2013).	123
Figura 97 - Modelos substitutos as simulações computacionais.	126
Figura 98 - Metamodelo como um substituto para as simulações em elementos finitos.	127
Figura 99 - Relação entre modelo de simulação e metamodelo.	127
Figura 100 - Criação do metamodelo a partir de pontos amostrados.	128
Figura 101 - Fatorial completo com 2^3 experimentos, sendo 3 fatores variando em 2 níveis.	130
Figura 102 - Três alternativas para projeto via fatorial fracionada do tipo 3^{3-1} . Montgomery, 1997.	131
Figura 103 - Exemplo de projeto de experimentos do tipo composto central.	132
Figura 104 - Fatorial fracionado, fatorial completo e composto central para 3 fatores com dois níveis (2^{3-1} , 2^3 , e $2^3+2*3+1$), respectivamente. Nesbakken, 2011.....	132
Figura 105 - Técnica de amostragem Box-Behnken.	133
Figura 106 - Comparativo entre fatorial completo, composto central, Box-Behnken e Koshal.	135
Figura 107 - Exemplo do método de Taguchi para 3 variáveis de controle com 2 níveis e 2 fatores (variáveis) de ruído com 2 níveis. Modificado de Cavazzuti (2013).	137
Figura 108 - Exemplo de um quadrado latino à esquerda. Na direita se tem uma amostra de quadrado latino baseado na letra <i>E</i> a partir do quadrado latino da esquerda. Nesbakken, 2011.	139
Figura 109 - Hipercubo latino e forma de amostragem.....	140
Figura 110 - Representação do projeto de experimentos LHS(6,2) do exemplo descrito acima.	141
Figura 111 - Exemplo da função de aproximação segundo a metodologia de Kriging, modificado de Choi.	152
Figura 112 - Predição de um ponto <i>x</i> usando a metodologia de Kriging, modificado de Choi.	153

Figura 113 - Descrição das definições usadas para calcular os erros.	158
Figura 114 - Função seno/exponencial.	160
Figura 115 - Função Branin.	160
Figura 116 - Função Rosenbrock.	161
Figura 117 - Função Pico.	162
Figura 118 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função seno/exponencial.	166
Figura 119 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Branin.	167
Figura 120 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Rosenbrock.	168
Figura 121 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Pico.	169
Figura 122 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Rosenbrock.	170
Figura 123 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Branin.	170
Figura 124 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Pico.	171
Figura 125 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função seno/exponencial.	171
Figura 126 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Rosenbrock.	172
Figura 127 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Branin.	172
Figura 128 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Pico.	173
Figura 129 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função seno/exponencial.	173
Figura 130 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Rosenbrock.	174
Figura 131 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Branin.	174
Figura 132 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Pico.	175
Figura 133 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função seno/exponencial.	175
Figura 134 - Máximo global versus máximos locais para o problema de uma variável.	180
Figura 135 - Distribuição dos indivíduos na roleta.	186
Figura 136 - Exemplo de cruzamento de indivíduos com codificação binária.	187
Figura 137 - Cruzamento em um ponto.	188
Figura 138 - Cruzamento em dois pontos.	188
Figura 139 - Mutação de indivíduos com codificação binária.	188
Figura 140 - Fluxograma básico de um algoritmo genético, Silva (2003).	190
Figura 141 - Soluções não-dominadas e dominadas.	191

Figura 142 - Exemplos de conjuntos ótimos de Pareto, Ticona e Delbém (2008).	192
Figura 143 - Ordenação por dominância (modificado de Deb, 2011).	194
Figura 144 - Cálculo da distância de aglomeração (modificado de Ryberg et. al, 2012).	195
Figura 145 - Esquema do modelo NSGA-II (modificado de Deb, 2011).	196
Figura 146 - Função utilizada para demonstrar a otimização com variáveis contínuas e discretas.	197
Figura 147 - Posição do impactador, modificado de GTR#9 (2009).	202
Figura 148 - Variáveis de estudo na otimização do sistema de proteção de pedestre.	203
Figura 149 - Impacto frontal contra poste central, deformação após 50 ms, Stander e Roux (2012).	205
Figura 150 - Fronteira de Pareto.	206
Figura 151 - Medição do deslocamento da ponta da coluna de direção e da coluna A em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.	210
Figura 152 - Deslocamento da coluna A (modificado de Paine e Griffiths, 2001).	211
Figura 153 - Energia interna dos 22 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.	212
Figura 154 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12.	212
Figura 155 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12, continuação.	213
Figura 156 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12, continuação.	213
Figura 157 - Fronteira de Pareto para impacto frontal (ECE R12).	216
Figura 158 - Energia interna dos 21 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.	219
Figura 159 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32).	220
Figura 160 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.	220
Figura 161 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.	221
Figura 162 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.	221
Figura 163 - Medição do esmagamento dos absorvedores de energia traseiros.	224
Figura 164 - Pontos R do motorista e passageiro.	225
Figura 165 - Deformação da estrutura traseira do veículo 15 ms após impacto, a estrutura fica instável para o ponto utópico com a menor massa possível.	226

Figura 166 - Deformação da estrutura traseira do veículo 35 ms após impacto.....	227
Figura 167 - Deformação da estrutura traseira do veículo 65 ms após impacto.....	227
Figura 168 - Deformação da estrutura traseira do veículo 120 ms após impacto.....	228
Figura 169 - Deformação da estrutura traseira do veículo 120 ms após impacto.....	228
Figura 170 - Comparação da deformação global da estrutura traseira do AUS após impacto traseiro (em vermelho estrutura inicial, em azul estrutura otimizada).....	230
Figura 171 - Definição da aceleração efetiva, modificado de Huang et. al, 2012.	231
Figura 172 - Medição do deslocamento da ponta da coluna de direção e da coluna A em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.	233
Figura 173 - Deslocamento longitudinal residual do pedal de freio, modificado de Paine e Griffiths, 2001.	234
Figura 174 - Medição do deslocamento dos pedais em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.	235
Figura 175 - Ponto de medição da aceleração efetiva.....	235
Figura 176 - Energia interna dos 40 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.	236
Figura 177 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94.....	237
Figura 178 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.	237
Figura 179 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.	238
Figura 180 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.	238
Figura 181 - Defasagem longitudinal entre os bancos.....	243
Figura 182 - Ponto de medição da velocidade de intrusão da coluna B.	244
Figura 183 - Energia interna dos 17 componentes selecionados e energia interna dos 111 componentes em estudo.	245
Figura 184 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95.....	246
Figura 185 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação..	246
Figura 186 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação..	247
Figura 187 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação..	247
Figura 188 - Deflexão da costela superior considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.....	255
Figura 189 - Deflexão da costela intermediária considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.....	256

Figura 190 - Deflexão da costela inferior considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.	256
Figura 191 - Força na região pélvica.	257
Figura 192 - Força no abdômen.....	257
Figura 193 - Aceleração resultante na cabeça do passageiro considerando veículo com e sem bolsa de ar e veículo com bolsa de ar e espessuras otimizadas.	258
Figura 194 - Velocidade de intrusão da coluna B em seu ponto médio.	258
Figura 195 - Aceleração de cabeça para intervalo de 3 ms.	263
Figura 196 - Deflexão das costelas.....	263
Figura 197 - Força no abdômen.....	264
Figura 198 - Força na pélvis.....	264
Figura 199 - Velocidade de intrusão da coluna B.	265
Figura 200 - Exemplo dos componentes do sistema de retenção veicular (modificado de Autoliv).....	267
Figura 201 - Configuração de teste conforme regulamentação ECE R94 das Nações Unidas.	268
Figura 202 - Impacto lateral do AUS contra poste rígido, vista em perspectiva.....	282
Figura 203 - Impacto lateral contra poste configuração de teste.	282
Figura 204 - Compatibilidade em colisão frontal entre um veículo de passageiros e um SUV.	285
Figura 205 - Compatibilidade em colisão traseira entre um veículo de passageiros e um caminhão.....	285
Figura 206 - Impacto lateral do AUS contra SUV, vista em perspectiva.....	286
Figura 207 - Impacto lateral do AUS contra SUV, configuração para simulação numérica.	286
Figura 208 - Distância do para-choque traseiro ao solo.	288
Figura 209 - Representação do impacto do AUS contra traseira de um caminhão.	288
Figura 210 - Ponto de máxima intrusão na coluna A.	289
Figura 211 - Deformação dos absorvedores de energia superiores e intrusão da coluna A considerando velocidade de impacto de 32 km/h.	290
Figura 212 - Deformação dos absorvedores de energia superiores e intrusão da coluna A considerando velocidade de impacto de 40 km/h.	290
Figura 213 - Incidência de rolamento veicular dentre os acidentes veiculares. NHTSA, 2006.	292

Figura 214 - Percentual de fatalidades considerando veículos que sofrem ou não capotamento. NHTSA, 2006.	292
Figura 215 - Lesões causadas a diferentes partes do corpo devido a eventos de rolamento ou não. Otte, 2004.	293
Figura 216 - Instante em que o AUS começa a sair da plataforma (0 ms).	294
Figura 217 - Instante em que os pneus do AUS atingem o solo (235 ms).	294
Figura 218 - Após atingir o solo com os pneus, o AUS começa a rotacionar (390 ms).	295
Figura 219 - AUS atinge o solo com a região lateral da estrutura do teto (690 ms).	295
Figura 220 - AUS passa a escorregar sobre o solo após 725 ms.	295
Figura 221 - Curva típica de desaceleração longitudinal do veículo medida no rocker/coluna B (modificado de Du Bois et al., 2004).	313
Figura 222 - Curva típica da velocidade longitudinal (modificado de Du Bois et al., 2004).	313
Figura 223 - Deslocamento longitudinal do veículo (modificado de Du Bois et al., 2004). .	314
Figura 224 - Desaceleração do veículo em função do deslocamento (modificado de Du Bois et al., 2004).	314
Figura 225 - Histórico das velocidades do ocupante e do veículo (modificado de Du Bois et al., 2004).	316
Figura 226 - Diagrama velocidade vs. tempo para frenagem (modificado de Du Bois et al., 2004).	317
Figura 227 - Diagrama velocidade vs. tempo do impacto do veículo com ocupante sem sistema de retenção (modificado de Du Bois et al., 2004).	318
Figura 228 - Diagrama velocidade vs. tempo do impacto do veículo com ocupante com sistema de retenção, modificado de Du Bois et al., 2004.	319
Figura 229 - Modelo Idealizado, modificado de Du Bois et al., 2004.	320
Figura 230 - Movimento dos ocupantes em caso de impacto contra barreira (modificado de Du Bois et al., 2004).	322
Figura 231 - Modelo de ocupante com cinto tri linear, modificado de Du Bois et al., 2004.	323
Figura 232 - Evolução da frota de veículos no Brasil por tipo de 2001 a 2013. Fonte: DENATRAN, RENAVAM, 2001 a setembro 2013.	328
Figura 233 - Taxa de motorização dos municípios brasileiros 2007 - 2012 (modificado de Rodrigues, 2013).	329
Figura 234 - Taxa de mortalidade no mundo para 100.000 habitantes devido a acidentes de trânsito (modificado de World Health Rankings – http://www.worldlifeexpectancy.com). .	330
Figura 235 - Objetivo da Década de Ação para Segurança Viária (modificado de World Health Organization, 2013).	333

Figura 236 - Mortes de trânsito por tipo de usuário por região da OMS (modificado de World Health Organization, 2013).	334
Figura 237 - As taxas de mortalidade no trânsito por 100 000 habitantes pela categoria de renda do país (modificado de World Health Organization, 2013).	334
Figura 238 - População, mortes de trânsito e veículos motorizados registrados, pela categoria de renda do país (modificado de World Health Organization, 2013).	335
Figura 239 - Número de mortes (em mil) em acidentes de trânsito. Brasil, 1980/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.	336
Figura 240 - Taxas (por 100 mil) de óbito em acidentes de trânsito. Brasil, 1980/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.	337
Figura 241 - Taxas de mortalidade por 100 mil habitantes por acidentes de trânsito por categoria. Brasil, 1996/2011 (modificado de Waiselfisz, 2013).	338
Figura 242 - Taxas por 100 mil habitantes ajustadas de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Modificado de Waiselfisz, 2013.....	341
Figura 243 - Projeção da taxa de mortalidade no Brasil até 2020 usando a tendência entre os anos 2000 e 2011.	345

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Absorção de energia relativa para várias sobreposições em colisão frontal contra uma parede rígida (Witteman, 1999).	14
Tabela 2 - Força que empurra os ocupantes em colisão frontal.....	17
Tabela 3 - Instrumentação dos manequins da família híbrido III, Du Bois et. al, 2004.	26
Tabela 4 - Instrumentação dos manequins para impacto lateral, Du Bois et. al, 2004.	28
Tabela 5 - Características e dimensões iniciais do veículo proposto.	35
Tabela 6 - Massas do veículo por subsistema.	41
Tabela 7 - Propriedades mecânicas típicas de alguns aços (modificado de Konieczny, 2003).	45
Tabela 8 - Critérios biomecânicos para teste de impacto frontal com 100% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-2.....	50
Tabela 9 - Critérios biomecânicos para teste de impacto frontal com 100% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-3.....	50
Tabela 10 - Tipo de distribuição do dano (modificado de Hendricks, 1981).	100
Tabela 11 – Critério de lesão na cabeça para vários tamanhos de manequim.	108
Tabela 12 – Escala abreviada de lesões.	109
Tabela 13 – Valores críticos para o critério de lesão de pescoço para vários tamanhos de manequins conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001).	114
Tabela 14 – Valores toleráveis para cargas no pescoço conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001) para vários tamanhos de manequins.	115
Tabela 15 – Probabilidade de lesões para cada nível de severidade como função da força axial no pescoço.....	116
Tabela 16 – Critério de lesão do tórax por compressão conforme FMVSS 208.	118
Tabela 17 – Valores de deflexão e aceleração para vários tamanhos de manequins.	119
Tabela 18 - Projeto de experimentos conforma Plackett-Burman para n=12, k=11.....	134
Tabela 19 - Comparação de projetos experimentais do tipo fatorial completo e matrizes ortogonais com respeito ao total de número total de pontos de amostra. Modificado de Jurecka (2007).	136
Tabela 20 - Matriz interna do tipo 2^3 conforme Figura 107.	137
Tabela 21 - Projeto de experimentos para 2^3 variáveis de controle com 2^2 variáveis de ruído, conforme Figura 107.....	138
Tabela 22 - Funções de correlação.....	154

Tabela 23 - Quantidade de amostras para cada função.	162
Tabela 24 - Dados amostrados para a função seno/exponencial e o valor exato da função... 162	
Tabela 25 - Dados amostrados para a função Branin e o valor exato da função..... 163	
Tabela 26 - Dados amostrados para a função Rosenbrock e o valor exato da função..... 164	
Tabela 27 - Dados amostrados para a função Pico e o valor exato da função..... 164	
Tabela 28 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Seno/Exponencial.	176
Tabela 29 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Rosenbrock.	176
Tabela 30 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Branin.	176
Tabela 31 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Pico.	176
Tabela 32 - Relação da terminologia dos algoritmos genéticos e a biologia, Silva (2005)....	185
Tabela 33 - Representação do método da roleta.....	186
Tabela 34 - Quantidade de gerações conforme tipo de variável.....	198
Tabela 35 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função seno/exponencial e valor da função.	199
Tabela 36 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Rosenbrock e valor da função.	200
Tabela 37 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Branin e valor da função.....	200
Tabela 38 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Pico e valor da função.	200
Tabela 39 - Limites inferiores e superiores atribuídos as variáveis de estudo (em mm).	203
Tabela 40 - Matriz de experimentos do tipo LHS.	204
Tabela 41 - Resultados das simulações de acordo com a matriz de experimentos.	204
Tabela 42 - Resultado dos índices de lesões otimizando as espessuras por Algoritmo Genético utilizando Metamodelo e valores obtidos por simulação em elementos finitos (EF).....	205
Tabela 43 - Comparativo entre os resultados obtidos pelo processo de otimização aqui desenvolvido e os resultados de Stander e Roux (2012).	207
Tabela 44 - Variáveis de projeto consideradas no estudo de impacto traseiro (ECE R12)....	214
Tabela 45 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto frontal (ECE R12).	215
Tabela 46 - Valores utópicos para mínima massa ou máxima energia interna e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.	217

Tabela 47 - Diferença entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.	218
Tabela 48 - Variáveis de projeto consideradas no estudo de impacto traseiro (ECE R32). ..	222
Tabela 49 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto traseiro (ECE R32).	223
Tabela 50 - Valores utópicos para mínima massa ou máximo esmagamento e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.....	225
Tabela 51 - Valores previstos pelos metamodelos considerando pesos para a massa e esmagamento dos absorvedores.	229
Tabela 52 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.	229
Tabela 53 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto frontal conforme ECE R94.....	239
Tabela 54 - Valores utópicos para mínima massa ou mínima aceleração efetiva e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.....	241
Tabela 55 - Valores previstos pelos metamodelos considerando pesos para a massa e aceleração efetiva.....	242
Tabela 56 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.	242
Tabela 57 - Requisitos biomecânicos para manequim ES-2 conforme regulamentação ECE R95 e velocidade de intrusão da Coluna B.	244
Tabela 58 - Índice de lesão para diferentes regiões do corpo do manequim devido ao impacto lateral para veículo sem bolsas de ar laterais.	248
Tabela 59 - Índice de lesão para diferentes regiões do corpo do manequim em impacto lateral para veículo sem e com bolsas de ar laterais.	249
Tabela 60 - Variáveis de projeto consideradas nos estudos de impacto lateral para ambos os lados.	250
Tabela 61 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto lateral lado direito.....	251
Tabela 62 - Variáveis de projeto otimizadas para mínima massa em caso de impacto lateral lado direito.	252
Tabela 63 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.	254
Tabela 64 - Espessuras para cada caso de impacto e a ponderação.....	259
Tabela 65 - Resultados para impacto frontal contra barreira rígida (ECE R12) considerando as espessuras ponderadas.....	261

Tabela 66 - Resultados para impacto traseiro (ECE R32) considerando as espessuras ponderadas.	261
Tabela 67 - Resultados para impacto frontal contra barreira deformável (ECE R94) considerando as espessuras ponderadas.	261
Tabela 68 - Resultados para impacto lateral contra barreira móvel (ECE R95) considerando as espessuras ponderadas.	262
Tabela 69 - Critérios de lesões conforme regulamentação das Nações Unidas R94.....	269
Tabela 70 - Índices de lesões para o motorista e passageiro considerando o veículo base, sem pré-tensionadores de peito e pélvis, também sem limitadores de carga.....	270
Tabela 71 - Matriz de experimentos do tipo L18.	272
Tabela 72 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada sem restrição.	275
Tabela 73 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada com restrição.....	275
Tabela 74 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada com restrição.....	276
Tabela 75 - Índices de lesões para motorista e passageiro decorrente de impacto frontal com sistema de retenção otimizado.....	277
Tabela 76 – Índice de lesões do passageiro, comparativo entre o caso otimizado com restrição e a bolsa de ar reposicionada em 50 mm.	279
Tabela 77 - Índices de lesões do motorista para impacto frontal a 56 km/h (ECE R94) e 64 km/h.	280
Tabela 78 - Índices de lesões do passageiro para impacto frontal a 56 km/h e 64 km/h.....	281
Tabela 79 - Índices de lesões do ocupante para impacto lateral contra poste.	283
Tabela 80 - Índice de lesões do ocupante para impacto lateral do AUS contra SUV à 50 km/h.	287
Tabela 81 - Índice de lesões do ocupante para impacto lateral do AUS contra SUV à 32,584 km/h.	287
Tabela 82 - Índices de lesões para o ocupante em caso de capotamento.	296
Tabela 83 - Frota Nacional de Veículos – 2001 e setembro 2013.....	327
Tabela 84 – Taxa de mortalidade devido a acidentes de trânsito.	331
Tabela 85 – Dados de acidentes de trânsito no Brasil e Alemanha, modificado de World Health Rankings – http://www.worldlifeexpectancy.com	332
Tabela 86 - Total de mortes no Brasil por diferentes causas, modificado de World Health Rankings – http://www.worldlifeexpectancy.com	332

Tabela 87 - Número e taxas de óbito (por 100mil) em acidentes de trânsito. Brasil. 1980/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.....	335
Tabela 88 - Óbitos em acidentes de trânsito segundo categoria. Brasil, 1996/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.....	337
Tabela 89 - Taxas de óbito (por 100 mil habitantes) por acidentes de trânsito por categoria. Brasil, 1996/2010. Fonte: Waiselfisz, 2013.....	338
Tabela 90 - Média e desvio padrão das idades das vítimas de acidentes de trânsito por categoria no Brasil em 2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.	339
Tabela 91 - Número ajustado de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.....	340
Tabela 92 - Taxas por 100 mil habitantes ajustadas de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.	340
Tabela 93 - Estrutura de custos das internações hospitalares por acidentes de trânsito no SUS no Brasil em 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.	341
Tabela 94 - Custos Anuais dos Acidentes de Trânsito nas Aglomerações Urbanas Brasileiras, por componente de custo.....	342
Tabela 95 - Custos anuais dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas brasileiras, por componente de custo (a preços de dezembro de 2011). Fonte: Waiselfisz, 2013.....	343
Tabela 96 - Estrutura de custos dos acidentes de trânsito nas rodovias federais segundo a gravidade do acidente no Brasil. 2º semestre 2004 e 1º semestre 2005 (R\$ dezembro de 2005). Fonte: Waiselfisz, 2013.....	343
Tabela 97 - Custo dos acidentes de trânsito em 2011 nas rodovias brasileiras. (R\$ dezembro de 2011). Fonte: Waiselfisz, 2013.	344

1. INTRODUÇÃO AO IMPACTO DE VEÍCULOS

O desenvolvimento de um veículo de passageiros que seja seguro aos ocupantes é de extrema complexidade, pois os veículos podem envolver-se nas mais diferentes condições de colisão veicular, podendo ocorrer um único ou múltiplos impactos. Nas colisões, que são eventos dinâmicos, o veículo pode colidir com outro veículo de forma, massa e rigidez similar ou diferente, ou pode colidir com um objeto fixo como postes e árvores. Outro ponto extremamente relevante é a interação entre os ocupantes e a estrutura do veículo durante o evento de colisão, que pode provocar lesões ou traumas aos ocupantes de baixo ou elevado nível de gravidade.

Mundialmente acidentes de trânsito são responsáveis pela morte de mais 1,2 milhão de pessoas por ano, sendo a 10ª cause de morte. Todos os anos entre 20 a 50 milhões de pessoas sofrem lesões não fatais em acidentes de trânsito, como resultado destas lesões se tem a perda de habilidade ou deficiência. Estes acidentes de trânsito provocam consideráveis perdas econômicas para as vítimas, familiares e para os países. Estas perdas decorrem do custo do tratamento das vítimas, bem como da redução ou perda de produtividade pelas pessoas lesionadas, e muitos membros da família precisam afastar-se do trabalho para cuidar dos feridos.

No mundo existem poucas estimativas dos custos com lesões, todavia em 2000 realizou-se uma estimativa que sugere que o custo econômico dos acidentes de trânsito foi cerca de US\$ 518 bilhões. Estimativas nacionais demonstram que além de impactar financeiramente as famílias, o custo de acidentes de trânsito consome entre 1 a 3% do produto interno bruto.

Veículos de passageiros são basicamente divididos em dois tipos de estruturas: de corpo único, do inglês “*unibody*”, ou de corpo sobre estrutura ou chassi, do inglês “*body-on-frame*”, Figura 1. Veículos de corpo único são geralmente pequenos e compactos e não possuem uma estrutura ou viga separada. Eles possuem estrutura com maior rigidez e são mais leves do que os veículos de construção separada de corpo e chassi.

Figura 1 - a) Veículo de corpo único; b) Veículo de corpo sobre chassi (modificado de Huang M., 2002).

As desvantagens de veículos de corpo unificado são (1) maior ruído e vibração transmitidos, (2) problemas de segurança se os pontos de fixação do motor, transmissão, suspensão se oxidam, (3) custos de reparação decorrente de danos são mais elevados e (4) custos de produção mais elevados devido à necessidade de estampagem de metais mais sofisticados e equipamento de soldagem. Veículos de corpo único usando subestruturas que suportam um motor e transmissão ou plataforma de chassís podem superar algumas destas desvantagens, Huang M., 2002.

No desenvolvimento de uma nova plataforma veicular, os engenheiros de segurança necessitam verificar a resistência da estrutura a impactos, do inglês “*crashworthiness*”, que representa a capacidade da estrutura de proteger os ocupantes em eventos de colisão. Sendo assim, a estrutura absorverá energia durante um impacto permitindo que cargas de desaceleração estejam dentro dos limites toleráveis pelos ocupantes. Mesmo deformando-se plasticamente durante o impacto, a estrutura apresentará um espaço de sobrevivência para os ocupantes.

1.1. Resistência Estrutural a Impacto – Crashworthiness

O objetivo principal do projeto de um veículo quanto a sua resistência ao impacto é assegurar que o resultado da resposta dos manequins antropomórficos, usados para representar às características humanas, esteja dentro dos valores aceitáveis de risco de lesão.

Historicamente, o projeto da estrutura dos veículos era guiado pelo estilo e espaços internos, sendo que o projeto final era baseado na evolução orientada por testes, suportado por

métodos de análises lineares quanto à resistência dos materiais. Com o avanço dos hardwares e softwares para computadores a capacidade de análise de projetos evoluiu, propiciando aos engenheiros ferramentas para projetar modernas estruturas veiculares que atendam as crescentes demandas dos clientes por veículos mais seguros, mais confortáveis e mais confiáveis (Du Bois et al., 2004).

Recentemente, a indústria automotiva mundial tem experimentado maior demanda dos consumidores, organizações regulamentadoras e meios de comunicação por veículos mais seguros, que impeçam ou minimizem as lesões e traumas em ocupantes devido a acidentes veiculares.

No projeto de veículos modernos com foco na resistência estrutural a impactos, o principal objetivo é de maximizar a quantidade de energia absorvida pela estrutura veicular e ao mesmo tempo minimizar o seu peso (Ibrahim, 2009).

Em 1970, Kamal desenvolveu um modelo matemático relativamente simples para simular a resposta da resistência de uma estrutura veicular em teste de impacto frontal. Este modelo matemático utilizava o conceito de massa-mola-amortecedor não linear, tornando-se conhecido como modelo LMS (do inglês "*Lumped Mass Spring*"). A Figura 2 exemplifica o modelo de Kamal.

Figura 2 - Modelo de Kamal (modificado de Du Bois et al., 2004).

Para o desenvolvimento destes modelos simplificados requer-se um profundo conhecimento e entendimento da resistência das estruturas ao impacto. As características de esmagamento, parâmetros das molas, são determinadas experimentalmente por meio de testes de esmagamento estáticos, como visto na Figura 3.

Figura 3 - Exemplo de modelo de teste de esmagamento estático (Du Bois et al., 2004).

Para se utilizar o conceito de LMS no desenvolvimento de novas estruturas veiculares focando a resposta do manequim é necessário o conhecimento prévio das características de um veículo similar, bem como uma validação inicial do modelo de LMS. Projeta-se a nova estrutura com base nos dados anteriores e se emprega o pulso do impacto no modelo numérico com ocupante que é validado. Assim, com os resultados das respostas para os ocupantes, são verificados se os mesmos atendem os requisitos biomecânicos partindo-se para a fase de verificação e validação do projeto. Caso contrário, a estrutura veicular é revisada, realiza-se um novo teste estrutural para alimentar o modelo LMS e obtém-se o novo pulso do impacto para novamente se adquirirem as repostas dos ocupantes. Este organograma pode ser verificado na Figura 4.

Figura 4 - Processo de desenvolvimento de estruturas veiculares para impacto utilizando modelo LMS (modificado de Du Bois, et al., 2004).

Os modelos utilizando o conceito de LMS apresentam algumas vantagens:

- Obtenção de respostas rápidas;
- Estudos paramétricos em fases iniciais do projeto.

Por outro lado, os modelos de LMS têm as seguintes desvantagens:

- São modelos unidimensionais;
- Requerem conhecimento prévio das características de mecânicas da estrutura (massa, mola e amortecimento).

Com o desenvolvimento de ferramentas numéricas computacionais os modelos utilizando o método dos elementos finitos não lineares foram introduzidos em meados da década de 80 e passaram a ser amplamente empregados por analistas estruturais. Com a rápida evolução dos computadores esta ferramenta matemática passou a ser uma enorme aliada dos engenheiros de estruturas, pois os componentes passaram a ser mais detalhados e a representatividade matemática mais acurada. Assim, o procedimento para validação de um novo projeto veicular foi modificado seguindo o fluxograma básico da Figura 5.

Figura 5 - Processo de desenvolvimento de estruturas veiculares para impacto utilizando modelo detalhado em elementos finitos (modificado de Du Bois et al., 2004).

Nos primórdios da indústria automotiva, o projeto estrutural se baseou principalmente em extensos testes e experiência. Ferramentas analíticas disponíveis eram limitadas ao cálculo da resistência de materiais para componentes idealizados. Engenheiros não podiam avaliar a resistência ao impacto do veículo completo até que um protótipo do veículo fosse construído e testado. As primeiras avaliações com testes de resistência ao impacto foram realizadas em 1930. Em 1934, a General Motors Corporation iniciou testes de colisão frontal com o impacto de um veículo contra uma barreira rígida.

Nos últimos anos, no entanto, as exigências dos projetos de veículos para satisfazer as regulamentações de segurança, economia de combustível, custo de produção e redução no tempo de ciclo de projeto aumentaram enormemente. Estes requisitos têm proporcionado um impulso para o desenvolvimento de ferramentas matemáticas para avaliações da resistência ao impacto que vão além do simples cálculo da resistência dos materiais. Atualmente, uma combinação de ferramentas analíticas robustas é rotineiramente utilizada nas avaliações de resistência ao impacto. Estas variam desde simples modelos com poucos graus de liberdade até modelos de elementos finitos com milhões de graus de liberdade (Du Bois et al., 2004).

Desde 1970, jornais referentes à engenharia reportavam métodos virtuais para simulação de impactos na indústria automotiva. Todavia, estes avanços em métodos matemáticos computacionais para simulação de impacto só puderam ser empregados com o advento, no mesmo período, dos supercomputadores e softwares adequados para as análises. Estes métodos eram vistos como extremamente promissores, pois permitiam avaliações de componentes de um carro em fases iniciais do projeto, antes mesmo da construção dos protótipos.

No início do desenvolvimento dos métodos computacionais os engenheiros de pesquisa e desenvolvimento empregaram diferentes métodos de simulação, como método dos elementos finitos implícitos e explícitos e também o método das diferenças finitas, mas durante 15 anos de pesquisas o método dos elementos finitos explícito mostrou-se o único apropriado para aplicações de impactos automotivos (Spethmann et al., 2006).

O método dos elementos finitos para dinâmica estrutural resolve numericamente um conjunto de equações diferenciais parciais não lineares do movimento no domínio espaço-tempo, juntamente com as relações tensão-deformação do material e a definição de condições iniciais e de contorno apropriadas. A solução primeiramente discretiza as equações no espaço de formulação do problema de uma forma variacional fraca e assumindo um campo de deslocamento admissível. Em seguida, o sistema de equações é resolvido através da discretização no domínio do tempo (Du Bois et al., 2004).

O primeiro modelo de um veículo completo para análise de impacto frontal foi desenvolvido utilizando elementos finitos explícitos em meados da década de 80 por meio de um projeto de pesquisa. Diferentes abordagens para a primeira simulação de impacto para um veículo completo foram realizadas ao mesmo tempo nos Estados Unidos, Japão e Europa, todavia não se sabe ao certo quem obteve sucesso primeiro, mas Eberhard Haug em 1986, do grupo ESI, foi o primeiro a publicar e apresentar trabalhos utilizando elementos finitos no curso da Associação de Pesquisa Automotiva, do alemão “*Forschungsgemeinschaft Automobiltechnik (FAT)*”, Du Bois et al., 2004. A associação FAT foi fundada em 1983 e incluía as sete montadoras automotivas da Alemanha: Mercedes-Benz, Volkswagen, BMW, Porsche, Audi, Opel e Ford da Alemanha.

O modelo desenvolvido por Haug et al., 1986, *apud* Bruijs, 1987, para impacto frontal contra barreira rígida foi desenvolvido para o VW-Polo e era composto por elementos finitos de casca (5555 elementos) e viga (106 elementos), Figura 6.

Figura 6 - Malha em elementos finitos do VW-Polo. Haug, Scharnhorst, & Dubois, 1986 *apud* Bruijs, 1987.

A Figura 7 e Figura 8 mostram as deformações da estrutura para diferentes instantes durante o evento de impacto frontal contra barreira rígida.

Figura 7- Vista lateral das deformações da estrutura em diferentes instantes durante o impacto. Haug et al., 1986 *apud* Bruijs, 1987.

Figura 8 - Vista de topo das deformações da estrutura em diferentes instantes durante o impacto. Haug et al., 1986 *apud* Bruijs, 1987.

Com a aplicação do método dos elementos finitos na simulação de impactos a partir de 1986, o desenvolvimento tecnológico da indústria automotiva tem sido espetacular. No final da

década de 1980 a simulação numérica era quase que exclusivamente uma atividade de pesquisa que envolvia poucos engenheiros e limitadamente afetava o processo de desenvolvimento de um veículo automotor. Todavia atualmente o papel da simulação numérica sobre a engenharia, especialmente na área de colisões e segurança veicular tem extrema importância, e seu emprego é realizado desde a fase conceitual do projeto.

É claro que o potencial das simulações numéricas tem aumentado no decorrer dos anos devido ao constante avanço e desenvolvimento de hardwares e softwares. Além disto, a experiência acumulada dos engenheiros analistas de impactos veiculares e proteção aos ocupantes tem evoluído continuamente o que permite sua atuação e emprego das ferramentas de simulação no ciclo inteiro de projeto do veículo.

Evidente que as simulações numéricas não devem substituir por completo todos os testes experimentais no decorrer do desenvolvimento do veículo, mas ajudam a minimizar a quantidade de testes e eliminam trabalhos desnecessários, possibilitando que os testes sejam focados na validação e certificação dos projetos. Assim, os protótipos são confeccionados com alta probabilidade de satisfazer os critérios de testes e de projeto. Mas a construção destes modelos de elementos finitos na maioria das vezes é o gargalo no processo de trabalho do analista, pois a discretização em elementos finitos de um veículo completo toma muito tempo no processo de construção e análise do projeto.

1.2. Gerenciamento de Energia Cinética

Caso um veículo se envolva em uma colisão o foco principal é minimizar forças que chegam aos ocupantes, sendo que estas podem provocar lesões em diferentes níveis de severidade. A questão inicial no desenvolvimento de um projeto automotivo é projetar uma estrutura que gerencie de forma adequada as forças provenientes de um impacto, sendo que a estrutura deve absorver estas forças minimizando as cargas que chegam aos ocupantes. Parte da energia cinética do impacto é absorvida pela estrutura por meio de deformações plásticas. Quanto maior a absorção de energia pela estrutura do veículo menor será a energia que necessita ser gerenciada pelo sistema de retenção dos ocupantes, reduzindo a quantidade que é imposta aos ocupantes.

Gerenciar a energia proveniente de um impacto consiste em controlar por meio de um projeto robusto o comportamento dinâmico de vários sistemas do veículo em um ambiente extremamente violento e complexo. Para tal, é necessária a interação interdisciplinar.

O projeto de gerenciamento de energia do impacto se inicia com as considerações biomecânicas que envolvem a interação dos ocupantes com os seus sistemas de retenção em resposta a um pulso de colisão dinâmico gerado no veículo pelo impacto, Du Bois et al., 2004.

As estruturas veiculares são comumente subdivididas em 3 partes:

- Estrutura frontal;
- Estrutura traseira;
- Compartimento dos ocupantes.

Sendo assim, em casos de colisões frontais e traseiras se tem mais estrutura do corpo do veículo para absorver energia se comparado com casos de colisão lateral e capotamento, onde a estrutura responsável por absorver parte da energia da colisão é o próprio compartimento dos ocupantes. Mas em todos os casos de colisões se busca minimizar a deformação do compartimento dos ocupantes, evitando que estes sofram lesões por intrusões e que a energia residual que atinge os ocupantes seja reduzida ao máximo. Como se pode ver esquematicamente na Figura 9, o projeto de gerenciamento de energia gira em torno do compartimento dos ocupantes.

Figura 9 - Elementos do projeto para gerenciamento de energia de impactos (modificado de Du Bois et al., 2004).

A rigidez do obstáculo com o qual o veículo impacta tem considerável influência no comportamento da estrutura. Considerando uma colisão frontal, os componentes rígidos da estrutura frontal são as duas longarinas (possivelmente combinado com a suspensão dianteira) e o motor. Estes são responsáveis por absorver a maior parte da energia proveniente da colisão. Geralmente cada longarina absorve 25% da energia do impacto, De Santis, 1996 *apud* Witteman, 1999. Cerca de metade da energia do impacto vai ser absorvido pela estrutura dianteira restante, Hobbs 1991 *apud* Witteman, 1999. Entretanto, deve-se notar que isto só é verdade no caso de uma colisão contra uma parede rígida. Por isto, o comportamento da estrutura frontal depende do tipo do obstáculo:

- No caso de um obstáculo como uma barreira rígida, na primeira parte da colisão as longarinas começam a se deformar, na segunda parte o motor é forçado para trás deformando a parede corta fogo e ainda a parte frontal do assoalho e posteriormente causando as intrusões no habitáculo;
- No caso de um obstáculo de tipo barreira deformável as cargas não são tão elevadas, sendo que menos elementos rígidos da dianteira do veículo se deformam primeiro, ou seja, os elementos rígidos da estrutura (longarinas) não se deformam desde o início do impacto. Assim, a estrutura frontal absorve uma menor quantidade de energia, o que pode determinar a ocorrência de intrusões e deformações no habitáculo. Apesar da desaceleração do veículo ser mais reduzida, neste evento, a quantidade de energia que deve ser gerenciada é a mesmo. A rigidez dinâmica da estrutura, isto é, sua resistência à rápida transformação da energia cinética em energia de deformação diminui, o que determina maiores deformações da estrutura frontal na região do habitáculo do que na parte da frente do veículo, Virgil e Horia, 2012.

A Figura 10 representa de maneira grosseira a distribuição de absorção de energia na estrutura frontal de um veículo decorrente de um impacto a 56 km/h contra barreira rígida, De Santis, 1996 e Leeuwen 1997 *apud* Witteman, 1999.

Figura 10 - Porcentagens de absorção de energia estimados na estrutura frontal (modificado de Witteman, 1999).

Outro fator relevante no gerenciamento da energia da colisão é a porcentagem de sobreposição, ou seja, a quantidade da área frontal que é atingida pelo obstáculo. Esta porcentagem determina quais as partes da estrutura frontal do carro são atingidas e contribuem para a absorção de energia. Como descrito acima, no caso de uma sobreposição completa contra uma parede rígida, as duas longarinas e o movimento do motor podem absorver a maior parte da energia. Durante a primeira metade da duração da colisão, principalmente as longarinas serão carregadas. Na segunda metade, o motor será carregado também. Em acidentes com porcentagens de sobreposição parcial de 70% e inferior, nem todas as estruturas rígidas frontais disponíveis são utilizadas para absorção de energia, Justen, 1993 apud Witteman, 1999, ver Tabela 1.

Tabela 1 - Absorção de energia relativa para várias sobreposições em colisão frontal contra uma parede rígida (Witteman, 1999).

Porcentagem frontal de sobreposição	Partes rígidas da estrutura	Parte da energia total absorvida na primeira metade da colisão	Parte da energia total absorvida na segunda metade da colisão
70 – 100%	2 longarinas + estrutura ao redor + motor / parede corta fogo	$\approx 50\%$	$\approx 50\%$
40 – 70%	1 longarina + estrutura ao redor + motor / parede corta fogo	$\approx 25\%$	$\approx 35\%$
30 – 40%	1 longarina + estrutura ao redor	$\approx 25\%$	$\approx 15\%$

A principal condição atribuída no desenvolvimento de um veículo que foca a segurança dos ocupantes é não permitir a deformação do habitáculo e impedir que objetos externos não entrem no habitáculo por intrusões, que podem causar ferimentos nos ocupantes.

Assim, é necessário que a frente da estrutura veicular gerencie a energia de qualquer tipo de colisão real. Para tal, as zonas de deformação devem ser utilizadas de forma eficiente, a fim de propiciar desaceleração aceitável ao habitáculo e impedir intrusão. Na Figura 11 se demonstra os caminhos de carga no caso de uma colisão frontal.

Figura 11 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto frontal (modificado de Griskevicius e Ziliukas, 2003).

Os caminhos de carga em um impacto frontal com sobreposição são pela longarina, parede corta fogo, túnel, parte inferior da coluna A e rocker. Tem-se ainda o elemento longitudinal superior, a parte superior da coluna A e a estrutura frontal do teto, ver Figura 12.

Figura 12 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto frontal com sobreposição parcial (Winterhagen, 2009).

No caso de impacto lateral, os caminhos de carga são através da coluna B, rocker, travessa do teto e travessas do assoalho, Figura 13.

Figura 13 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto lateral (Winterhagen, 2009).

No caso de impacto traseiro, as cargas seguem os caminhos pela longarina traseira, rocker, parte traseira do assoalho e em alguns casos pela estrutura do teto, Figura 14.

Figura 14 - Caminhos de carga em elementos do veículo durante impacto traseiro (Winterhagen, 2009).

No caso de um impacto frontal a força que empurra os ocupantes para frente é proporcional ao quadrado da velocidade e inversamente proporcional ao esmagamento frontal do veículo, Figura 15. Pela lei da física do impacto se tem:

$$F = \frac{mv^2}{2d} \quad (1.1)$$

Figura 15 - Lei da física do impacto (Gonneville e Martin, 2006).

Quanto maior a velocidade de impacto, maior a força que impulsiona os ocupantes para frente. Além disto, quanto menor for a deformação da estrutura, maior a força que empurra os ocupantes para frente, Tabela 2.

Tabela 2 - Força que empurra os ocupantes em colisão frontal.

Deformação (cm)	Velocidade do Impacto		
	28 km/h	40 km/h	56 km/h
80	F	2 x F	4 x F
40	2 x F	4 x F	8 x F
20	4 x F	8 x F	16 x F

Para que toda energia cinética seja absorvida, energia esta que é proporcional ao quadrado da velocidade, o comprimento da estrutura deformável deve ter uma rigidez específica. Esta rigidez resulta em uma força média, que multiplicada pelo comprimento da deformação gera a energia absorvida.

Para que tal desaceleração provoque um nível aceitável de ferimentos ou traumas nos ocupantes, o nível de desaceleração total deve ser tão baixo quanto possível, utilizando-se o comprimento máximo disponível de deformação, sem deformar o compartimento dos passageiros, Witteman, 1999.

A Figura 16 mostra um diagrama denominado de relação dinâmica da colisão, ele é relevante para o projeto das estruturas veiculares em caso de impactos, pois expressa a relação entre a energia do impacto, o comprimento de deformação, a força e a velocidade do impacto plotados para diferentes massas dos veículos, rigidezes e níveis médios de desaceleração. Por exemplo, comparando-se uma colisão a 64 km/h com uma a 32 km/h, é necessário que a distância de deformação seja quatro vezes maior para o mesmo nível de desaceleração. Na figura, o exemplo é desenhado com linhas tracejadas. Para uma velocidade de colisão de 32 km/h e 64 km/h, o comprimento necessário de deformação para o mesmo nível de desaceleração constante de 20 g é de 20 cm e de 80 cm, respectivamente.

Outro exemplo é plotado com as linhas pontilhadas. Considerando um veículo com massa de 1.100 kg que colide a velocidade de 56 km/h, isto gera uma energia de impacto de 133 kNm. No caso se o comprimento disponível de deformação for de 80 cm, a força do impacto é 166 kN e a desaceleração média é de 15,4 g. Embora a rigidez normalmente aumente durante o impacto e em impactos com maior velocidade existe a influência da rigidez do motor, a única maneira de gerar um pulso de impacto ideal em diferentes velocidades de colisão é a utilização de estrutura com rigidez variável, Witteman, 1999.

Figura 16 - Relação dinâmica da colisão (Witteman, 1999).

A gravidade ou severidade de uma colisão envolvendo veículos rodoviários depende do tipo de colisão e o ângulo de impacto. A Figura 17 ilustra a distribuição dos acidentes (Khattab, 2010).

Figura 17 - Distribuição dos acidentes com veículos de acordo com o ponto de impacto (modificado de Khattab, 2010).

Impactos frontais constituem a percentagem mais elevada de acidentes para todas as categorias de veículos em acidentes de simples ou de múltiplos veículos, conforme estudo feito pelo Centro Nacional de Prevenção e Controle de Lesões dos Estados Unidos *apud* Khattab, 2010, Figura 18.

Figura 18 - Distribuição das colisões por ponto inicial de impacto em acidentes com simples ou múltiplos veículos (modificado de Khattab, 2010).

1.3. Pulso do Impacto

Uma característica básica da resposta estrutural de um veículo em teste e simulação de impacto é a “assinatura do impacto”, conhecida como o **pulso do impacto**, Huang et al., 1977. Este pulso que descreve a natureza e severidade da colisão depende não somente do tipo da estrutura, mas também do local da medição e do tipo do impacto.

O pulso de impacto representa o sinal no tempo da desaceleração do veículo medido por acelerômetros em regiões não deformáveis do compartimento do ocupante, como por exemplo, no rocker próximo a coluna “B”, travessa do assento ou no túnel, Figura 19.

Figura 19 - Localização dos sensores/accelerômetros para obtenção dos pulsos (modificado de Huang M., 2002).

A Figura 19 mostra os sensores e acelerômetros em locais típicos em um veículo de corpo unificado, onde os pulsos de colisão são medidos.

No Apêndice A está demonstrada a curva típica de desaceleração e velocidade no tempo para um veículo de tamanho médio, durante impacto contra barreira rígida fixa a 48 km/h (30 mph). Também é definido o conceito de “onda quadrada”, que é um pulso idealizado usado em muitas análises relacionadas com a colisão.

1.4. Interação Veículo – Ocupante – Sistema de Retenção

Inicialmente, as análises de *crashworthiness*, especialmente as simulações numéricas, eram realizadas focando-se de maneira sequencial primeiramente na estrutura do veículo e posteriormente nos ocupantes, sendo que a simulação dos ocupantes dependia do pulso de desaceleração proveniente do veículo. Com isto, ferramentas numéricas e processos foram desenvolvidos separadamente para estas duas áreas. Todavia, esta forma de gerenciar o projeto de um veículo demonstrou falhas, pois a interação em tempo real da estrutura do veículo com os ocupantes durante um evento de colisão não era simulada e analisada em conjunto.

Algumas tentativas foram realizadas para acoplar os códigos numéricos de ocupantes e estruturais, isto permitiu a interação em tempo real entre o veículo e o ocupante, mas mesmo assim os analistas tinham que lidar com duas ferramentas analíticas de simulação.

Então, Khalil e Sheh em 1997, *apud* Du Bois et al., 2004, desenvolveram um modelo integrado de colisão frontal. Este modelo integrava a estrutura veicular, o ocupante e o sistema

de retenção em um modelo de elementos finitos. Estes são os principais componentes do modelo:

- veículo sedan de quatro portas com estrutura em “body-in-white”;
- motor, transmissão, etc, pesando 1.750 kg;
- estrutura do banco do carro com assento;
- coluna de direção com absorção de energia, volante e air bag dobrado;
- painel de instrumentos, incluindo o reforço de joelho no lado do motorista;
- estrutura da porta;
- manequim híbrido III.

Este modelo numérico integrado pode ser visto na Figura 20, onde estão representados o instante 0 ms, veículo sem deformação, e o instante 100 ms, com deformação.

Figura 20 - Modelo integrando a estrutura veicular com ocupante e sistema de retenção, nos instante 0 ms e 100 ms (Du Bois et al., 2004).

A resposta da simulação numérica da velocidade do veículo em função do tempo, medida na parte traseira do rocker, é mostrada na Figura 21, juntamente com os dados

experimentais de um teste. Verifica-se excelente correlação entre resultados de simulação em elementos finitos e dados de teste.

Figura 21 - Velocidade na parte traseira do rocker (modificado de Du Bois et al., 2004).

Com o objetivo de impedir ou minimizar as lesões dos ocupantes em um evento de colisão veicular, vários sistemas de retenção vêm sendo empregados e melhorados para aumentar a proteção. Para analisar e comparar as diferenças na cinemática de um ocupante decorrente da desaceleração do veículo durante um impacto quando o veículo possui ou não sistema de retenção, um exemplo é discutido no Apêndice B. São analisados três casos distintos de desaceleração do veículo:

- Frenagem normal;
- Impacto contra barreira e ocupante sem sistema de retenção;
- Impacto contra barreira e ocupante com sistema de retenção.

1.5. Histórico e Cronologia dos manequins antropomórficos para teste (antropomorphic test devices – ATD's)

Os dispositivos de teste antropomórficos, do inglês “*Anthropomorphic test devices – ATDs*”, comumente denominados manequins, ou do inglês “*dummies*”, são os substitutos mecânicos para os seres humanos. Estes manequins são usados para determinar as respostas

humanas e avaliar o potencial de proteção aos ocupantes de diferentes sistemas de retenção nas simulações e testes de impactos veiculares. Os manequins atuais são desenvolvidos para ter biofidelidade, ou seja, devem representar as características físicas humanas como tamanho, forma, massa, rigidez, absorção e dissipação de energia. As respostas mecânicas dos manequins devem simular a trajetória, velocidade, aceleração, deformação e movimentos correspondentes às respostas humanas. A maioria dos manequins é classificada conforme seu tamanho, idade, sexo e direção do impacto, sendo que existem alguns manequins específicos utilizados para a avaliação de impactos frontais, outros para impactos laterais e outros para traseiros.

Na tese iremos utilizar os manequins da Família Híbrido III, mas abaixo será detalhado também o manequim THOR, que vem sendo amplamente pesquisado e desenvolvido com intuito principal de melhorar a representatividade dos órgãos internos.

Um grande desafio, ainda hoje, é desenvolver um manequim que possa ser usado para os diferentes casos de colisões veiculares. Na maioria dos testes e simulações o manequim mais utilizado é o manequim masculino adulto de tamanho médio, que representa a mediana da altura e peso da população masculina adulta. Os manequins adultos femininos pequenos e adultos masculinos grandes são aqueles que representam aproximadamente as características físicas (altura e peso) de 5% da população adulta do sexo feminino e as características físicas de 95% da população adulta do sexo masculino, respectivamente. Manequins de crianças têm as alturas e pesos medianos das crianças dos grupos etários específicos que representam, sem distinção de sexo.

O manequim denominado **Sierra Sam** foi o predecessor dos dispositivos antropomórficos de testes usados na indústria automobilística nos Estados Unidos para testes de sistemas de retenção. Este manequim representava 95% da população masculina adulta e foi desenvolvido pela Empresa de Engenharia Sierra em 1949. O Sierra Sam foi originalmente desenvolvido para testes de assentos ejetáveis pela Força Aérea dos EUA. Os engenheiros usaram as primeiras versões de manequins para avaliar a integridade dos sistemas de retenção durante simulações de colisões frontais. Este manequim representou a forma humana e peso, e era bastante durável. No entanto, ele não tinha rigidez semelhante à humana em importantes regiões do corpo como a cabeça, pescoço, tórax e joelho. Também não era extensivamente instrumentado, para medir as respostas que poderiam estar associadas com lesões.

O manequim mais usado inicialmente para impactos frontais foi o híbrido II, manequim masculino adulto de tamanho médio desenvolvido pela GM em 1972 para avaliar a integridade dos cintos de segurança de pélvis e ombro. Este manequim foi instrumentado para medir as acelerações lineares ortogonais do centro de gravidade da cabeça e um ponto determinado na

coluna torácica. Os fêmures também foram instrumentados para medir carga axial. O manequim era bastante durável e fornecia respostas repetitivas com variação de 10% ou menos quando submetidos a testes repetitivos, Nahum e Melvin, 2002. Em 1973, este manequim GM Híbrido II foi especificado na norma FMVSS 208, como sendo o manequim para ser usado em testes de conformidade de veículos equipados com sistemas passivos de retenção.

A empresa “*Humanoid Systems*” desenvolveu o manequim híbrido II do tipo adulto feminino pequeno e também o manequim adulto masculino grande, escalando as formas e características do manequim masculino de tamanho médio. Estes manequins tinham capacidade de instrumentação semelhante ao híbrido II adulto masculino de porte médio. Também foram desenvolvidos os manequins de crianças de 3 e 6 anos de idade, formando assim a **Família de Manequins Híbridos II**. Os manequins da família híbrido II tiveram duas grandes deficiências que limitaram sua utilidade na avaliação da eficácia dos sistemas de retenção: faltava-lhes rigidez similar à resposta humana para suas cabeças, pescoços, tórax e joelhos e eram pouco instrumentados.

Os manequins da família híbrido III foram desenvolvidos para melhorar a sua biofidelidade e deficiências de instrumentação da família híbrido II. Em 1972, a General Motors iniciou um programa de pesquisa para definir e desenvolver com maior biofidelidade o manequim masculino adulto de tamanho médio, chamado Híbrido III, para substituir o manequim GM Híbrido II. Devido ao pescoço do manequim representar as respostas humanas em extensão e flexão, este manequim pode ser usado tanto em impacto traseiro quanto em frontal, Nahum e Melvin, 2002. A família dos manequins híbridos III é composta pelos manequins adultos 50%, 5%, 95%, Figura 22 e os manequins de criança de 3 e 6 anos de idade, Figura 23.

Como visto os tamanhos dos manequins adultos são expressos em “**percentil**”, por exemplo, o manequim 5% ou 5th percentil indica que 5% da população adulta é menor do que o manequim.

Figura 22 - Manequins da família híbrido III em elementos finitos, 5%, 50% e 95%, respectivamente. Fonte: www.lstc.com

Figura 23 - Manequins da família híbrido III em elementos finitos, criança de 3 e 6 anos de idade, respectivamente, Maurath et al., 2010.

Devido à sua excelente biofidelidade e capacidade de medição, a General Motors pediu a Administração Nacional de Segurança de Tráfego nas Estradas dos Estados Unidos, em 1983, para permitir o uso do manequim adulto masculino de tamanho médio híbrido III como um dispositivo alternativo de teste ao manequim híbrido II para o cumprimento dos testes de sistemas de retenção passiva da norma FMVSS 208. Seu uso foi autorizado em 1986. Em 1990, a General Motors apresentou uma segunda petição solicitando que o manequim híbrido II fosse excluído dos testes da norma FMVSS 208. A NHTSA excluiu o híbrido II em 1997, fazendo com que o manequim de tamanho médio adulto masculino híbrido III fosse o único manequim permitido para realizar os testes da norma FMVSS 208 e o único manequim para avaliar os sistemas de retenção frontal no mundo, Du Bois et al., 2004. Na Tabela 3 se verifica a instrumentação dos manequins da família híbrido III.

Tabela 3 - Instrumentação dos manequins da família híbrido III, Du Bois et. al, 2004.

Instrumentação do manequim	III Criança 3 anos	III Criança 6 anos	III Feminino 5th	III Masculino 50th	III Masculino 95th
Cabeça Acelerações (A_x, A_y, A_z)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Pescoço H/CI ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
C7/TI ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Ombros Forças (F_x, F_z)	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Tórax Acelerações (A_x, A_y, A_z)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Deflexão no esterno (δ_x)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Aceleração no esterno (A_x)	Sim	Sim	Sim	Sim	Não
Abdômen Lombar ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Pélvis Acelerações (A_x, A_y, A_z)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Ílio (F_y)	Não	Sim	Sim	Sim	Não
Extremidades Inferiores Fêmur ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Tíbia/Fêmur deslocamento (δ_x)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Joelho (F_z)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Tíbia Forças e Momentos ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)	Não	Não	Sim	Sim	Sim

Assim como existem manequins específicos para testes de impacto frontal, existem os manequins para teste de impacto lateral, cuja resposta biomecânica melhor representa as respostas humanas.

Existem comercialmente disponíveis três manequins que representam 50% dos humanos adultos masculinos em impacto lateral: SID, Eurosid-1 e BIOSID. Um quarto manequim para colisão lateral, SID IIs, tem sido desenvolvido em forma de parceria em pesquisa para a segurança dos ocupantes (*“Occupant Safety Research Partnership – OSRP”*) do Conselho dos Estados Unidos em Pesquisa Automotiva (*“United States Council on Automotive Research – USCAR”*). Este manequim é representativo do tamanho e peso de um adulto pequeno do sexo feminino (5%) ou um adolescente de 12 a 13 anos de idade, Du Bois et. al, 2004.

O Instituto de Pesquisa em Transportes da Universidade de Michigan (*“University of Michigan Transportation Research Institute – UMTRI”*), sob contrato da NHTSA desenvolveu o manequim SID (do inglês *“Side Impact Dummy”*), em 1979. SID é um manequim da família híbrido II modificado para o teste de impacto lateral. Devido à falta de biofidelidade e

deficiências de instrumentação em 1998 a NHTSA atualizou o SID com as estruturas de cabeça e pescoço do manequim masculino híbrido III de tamanho médio. Essa mudança melhorou a biofidelidade da cabeça e pescoço do manequim e permitiu a medição de cargas no pescoço em conformidade com testes de airbags de cabeça no teste de impacto lateral contra poste da NHTSA, Du Bois et. al, 2004.

O EuroSID-1 (*“European Side Impact Dummy”*, versão 1) ou ES-1 foi desenvolvido em 1986 por vários laboratórios europeus que trabalharam em conjunto, sob os auspícios do Comitê Europeu de Veículo Experimental (*“European Experimental Vehicle Committee – EEVC”*). Este manequim representa 50% da população masculina adulta e sua especificação final foi estabelecida pelo EEVC em 1989. EuroSID-1 é o único manequim homologado para testes de impacto lateral pela regulamentação europeia conforme a norma ECE R48 (Du Bois et. al, 2004). O manequim de impacto lateral da versão 2, ES-2, é a segunda geração do manequim EuroSID-1, incorporando vários aperfeiçoamentos recomendados por usuários e reguladores ao redor do mundo. O ES-2 foi desenvolvido pelo programa SID2000, um consórcio de pesquisadores europeus, fabricantes de automóveis e manequim e coordenado pela TNO dos Países Baixos.

NHTSA realizou extensa avaliação do manequim ES-2 em várias configurações de teste e concluiu que as deficiências identificadas do boneco EuroSID-1 foram resolvidas no ES-2. No entanto, a placa traseira das costas do ES-2 poderia se prender em alguns quadros do encosto do banco em testes de impacto lateral, consequentemente reduzindo deflexões de costela. Para evitar este problema um kit de extensão das costelas foi desenvolvido para delimitar a abertura da caixa torácica entre as costelas e a placa traseira. Esse aprimoramento do projeto gerou o manequim chamado de ES-2re. O manequim de impacto lateral ES-2re representa um adulto masculino de percentil 50%, sem a parte inferior do braço. Massas e inércias das partes do manequim são baseadas em dados antropomórficos conhecidos. A massa total do manequim (incluindo os transdutores) é $72.0 \pm 1,55$ kg.

O manequim BIOSID (*“Biofidelic Side Impact Dummy”*) foi desenvolvido em 1989 pela SAE para o teste de impacto lateral após avaliações internacionais do EuroSID e SID que indicaram a necessidade de um manequim com maior biofidelidade e com capacidade de medição adicional. Os engenheiros projetaram o manequim para ter biofidelidade em resposta ao impacto na cabeça, pescoço, ombros, tórax, abdômen e pélvis. BIOSIOD está comercialmente disponível desde 1990.

SID-II_s é o manequim para impacto lateral (*“Side Impact Dummy – SID”*) de segunda geração (II) pequeno (*“small – s”*), que tem a antropometria de 5% da população adulta

feminina. Também representa adolescentes de 12 a 13 anos de idade. SID-IIs foi desenvolvido para preencher uma lacuna existente na avaliação de manequim pequeno em proteção de impacto lateral. A Tabela 4 mostra a diferença de instrumentação entre os diferentes manequins utilizados para avaliações em impacto lateral.

Tabela 4 - Instrumentação dos manequins para impacto lateral, Du Bois et. al, 2004.

Instrumentação	SID	SID-HIII	EUROSID-I	BIOSID	SID-IIs
Cabeça Acelerações (A_x , A_y , A_z)	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Pescoço H/CI (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z)	Não	Sim	Não	Sim	Sim
C7/TI (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Ombros Forças (F_x , F_z)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Deflexão (δ_y)	Não	Não	Não	Sim	Sim
Braços (A_x , A_y , A_z , M_y , M_z)	Não	Não	Não	Não	Sim
Tórax Aceleração da coluna (A_x , A_y , A_z)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Deflexão de costela (δ_y)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Aceleração de costela (A_y)	Sim	Sim	Sim	Sim	Não
Abdômen Força (F_y)	Não	Não	Sim	Não	Sim
Deflexão (δ_y)	Não	Não	Não	Sim	Sim
Lombar (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z)	Não	Não	F_y , F_z , M_x	Sim	Sim
Pélvis Acelerações (A_x , A_y , A_z)	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Ílio (F_y)	Não	Não	Não	Sim	Sim
Acetábulo (F_y)	Não	Não	Não	Não	Sim
Púbis (F_y)	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Extremidades Inferiores Fêmur (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z)	Não	Não	F_z	Sim	Sim
Joelho (F_z)	Não	Não	Não	Sim	Sim
Tíbia Forças e Momentos (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z)	Não	Não	Não	Sim	Sim

O manequim denominado “THOR” foi desenvolvido e está sendo aprimorado pela Universidade da Virgínia sob o financiamento da Administração Nacional de Segurança do Tráfego Rodoviário (NHTSA) dos Estados Unidos.

Enquanto o manequim híbrido III é usado em testes para as regulamentações em vigor, um manequim avançado com melhor biofidelidade em testes de impacto frontal, chamado de Dispositivo de Teste para Sistema de Retenção de Ocupante Humano, do inglês “*Test device*

for Human Occupant Restraint – THOR”, foi desenvolvido e continua sendo melhorado sob coordenação da NHTSA, Shaw et al. 2002 *apud* Untaroiu e Lu, 2011.

Com a incorporação de novos recursos ao projeto atual do THOR, o mesmo ofereceu promessa de que o projeto poderia, com adequada modificação, funcionar bem no ambiente de testes em diversas direções, Rangarajan et. al, 2000. Esses recursos incluíram realista geometria das costelas torácicas, geometria pélvica precisa e projeto do pescoço para responder em diversas direções.

Yaguchi et. al, 2009, realizaram testes experimentais de impacto frontal a 64 km/h contra barreira deformável com sobreposição de 40%, conforme procedimento ECE R94 das Nações Unidas, utilizando os manequins THOR-NT e Híbrido III para investigar as respostas de ambos os manequins em uma situação de colisão, que inclui tanto a deformação e comportamento rotacional de um veículo. Embora o THOR-NT e o Híbrido III tenham sido instalados no banco do condutor de acordo com o procedimento de posicionamento ECE R94, suas posturas eram ligeiramente diferentes. Os joelhos do THOR-NT foram posicionados mais para frente e para o alto do que os do Híbrido III, isto se deve ao fato de que o THOR-NT ter pernas mais longas do que o Híbrido III.

Os manequins mostraram cinemática semelhante durante os testes, com exceção da rotação em torno do eixo Z da cabeça, e a situação de contato do painel de instrumentos com os braços. Com isto, se presumiu que esta diferença de cinemática entre os dois manequins afetou as diferenças de respostas de aceleração na cabeça, tórax e pélvis dos manequins. No que diz respeito às forças de cinto de segurança também foram encontradas algumas diferenças entre os manequins.

Mas as lesões medidas mostraram valores quase equivalentes entre os manequins, e todas as lesões medidas eram menores do que os critérios de lesão especificados na norma FMVSS 208 e ECE R94, Yaguchi et. al, 2009. A Figura 24 e Figura 25 demonstram o modelo numérico em elementos finitos e o manequim físico THOR, respectivamente.

Figura 24 - Modelo em elementos finitos do manequim THOR.

Figura 25 - Manequim THOR físico para teste.

Uma cronologia completa do desenvolvimento dos manequins antropomórficos pode ser vista em Du Bois et. al, 2004.

1.6. Acidentes de Trânsito no Brasil e no Mundo

Objetiva-se desenvolver um veículo seguro durante a tese, pois conforme constatado a frota brasileira de veículos vem crescendo ano após ano a uma taxa de aproximadamente 7,98%, sendo que em 12 anos a frota nacional de veículos passou de 31,9 milhões para 80,2 milhões (setembro de 2013), salto de 151% no período. Mesmo que a frota de veículos no Brasil tenha

avançado enormemente na última década, não se justifica o enorme crescimento da quantidade de mortes e vítimas do trânsito.

Conforme dados do site Ranking Mundial de Saúde, do inglês “World Health Rankings, <http://www.worldlifeexpectancy.com>”, acessado em 26 de outubro de 2013, a taxa de mortalidade para cada grupo de 100.000 habitantes decorrente de acidentes de trânsito no Brasil é de 22,11.

Mundialmente, acidentes de trânsito são responsáveis pela morte de mais 1,2 milhão de pessoas por ano, sendo a 10ª causa de morte, e o álcool é a principal causa dos acidentes de trânsito de acordo com relatório da Organização Mundial da Saúde de 2011.

De acordo com os dados mais recentes da Organização Mundial da Saúde (OMS), publicados em abril de 2011 a quantidade de mortes devidas a acidentes de trânsito no Brasil alcançou 42.071 ou 4,32% do total de mortes. Se compararmos estes números com os de países desenvolvidos como, por exemplo, Alemanha, que possuem políticas de segurança de trânsito mais rígidas bem como banco de dados de acidentes veiculares que possibilitam tomadas de decisões baseada em dados estatísticos, podemos verificar que o Brasil tem muito a desenvolver e melhorar na área de educação e prevenção de acidentes de trânsito.

Também de acordo com dados da Organização Mundial da Saúde, esta quantidade de mortes representa à 8ª causa de morte no Brasil. No Apêndice C são apresentados mais dados de acidentes de trânsito no Brasil e mundo. Principalmente um panorama detalhado dos acidentes no Brasil e custos decorrentes de acidentes de trânsito.

1.7. Objetivos da Tese

O objetivo principal e maior desafio desta tese é desenvolver um veículo seguro aos ocupantes, cumprindo aos requisitos de segurança em caso de colisão veicular exigidos pelas Nações Unidas, do inglês “*United Nations – UN*”. Estes requisitos fazem parte de um acordo assinado pela grande maioria dos países em 1958 ou em 1998, que tem por objetivo aumentar a segurança dos veículos e das estradas, melhorar o desempenho ambiental e facilitar o comércio dos veículos, por meio da harmonização de normas e regulamentações para homologação dos veículos. Todavia, o Brasil ainda não assinou este acordo.

Desenvolver-se-á uma estrutura que proteja seus ocupantes em diferentes eventos de colisões veiculares representadas por normas de impacto frontal, lateral, traseiro e capotamento,

norma ainda em desenvolvimento e com grande espaço para pesquisa. Outro ponto importante da pesquisa é o estudo de compatibilidade entre diferentes veículos no caso de colisão.

Além de verificar a integridade da estrutura em impactos veiculares, serão analisadas as respostas biomecânicas dos ocupantes com o uso de modelos numéricos antropomórficos de humanos. Os índices de lesões deverão estar dentro de valores permissíveis, reduzindo o risco de lesões aos ocupantes em diferentes tipos de colisões veiculares.

Para desenvolver o veículo com a menor massa possível e que atenda aos critérios de lesões permissíveis será utilizado um processo de otimização usando metamodelos. O estudo é inovador pois na formulação dos problemas de otimização são utilizadas funções objetivo e restrições tanto estruturais quanto biomecânicas. O veículo projetado servirá de base para o desenvolvimento de futuros estudos em diferentes áreas e disciplinas da Universidade, podendo ser utilizado na definição, aplicação e validação de novos conceitos.

1.8. Organização da Tese

A concepção e o processo de desenvolvimento da estrutura inicial do veículo, seguindo as características e dimensões estabelecidas que guiaram o projeto, estão demonstrados no Capítulo 2.

No mundo existem diferentes normas, regulamentações e métricas para avaliar os veículos quanto a integridade estrutural e segurança fornecida aos ocupantes e pedestres. Por este motivo, no Capítulo 3 serão apresentadas as principais normas, regulamentações e métricas de avaliação veicular quanto a segurança

A área que trata das lesões ocorridas pelo efeito das cargas mecânicas, em especial cargas de impacto, sobre o corpo humano é a biomecânica. Em decorrência destas cargas mecânicas, uma região do corpo experimentará alterações mecânicas ou fisiológicas. Escalas anatômicas descrevem a lesão em termos de sua localização anatômica, tipo de lesão e severidade relativa. Existem muitos parâmetros propostos para classificar e quantificar as lesões, no Capítulo 4 serão demonstrados os mecanismos e os critérios de lesões avaliados nos ocupantes.

Como almeja-se desenvolver um veículo com menor massa possível e que atenda requisitos estruturais e biomecânicos em casos de impacto serão aplicadas metodologias de otimização. Todavia por tratar-se de eventos complexos e elevado custo computacional serão utilizados modelos numéricos substitutos aos modelos de elementos finitos que são

denominados metamodelos. Nos problemas de otimização as funções objetivo e as restrições poderão ser tanto estruturais quanto biomecânicas, ponto de grande contribuição do trabalho. Em geral, as otimizações são realizadas focando unicamente a estrutura do veículo, e poucos trabalhos de otimização usam critérios biomecânicos. Os estudos realizados para definição do método de amostragem, do modelo de aproximação e da técnica de otimização utilizados na tese serão apresentados no Capítulo 5.

No Capítulo 6 será aplicado o processo de otimização utilizando metamodelos no veículo que está em desenvolvimento. O processo de otimização da estrutura, considerando critérios estruturais e biomecânicos, será aplicado em casos de impacto frontal contra barreira rígida e barreira fixa deformável, impacto lateral contra barreira móvel deformável e impacto traseiro contra barreira móvel.

A maioria das organizações governamentais e institutos independentes realizam testes contra barreiras fixas ou móveis, rígidas ou deformáveis, logicamente os parâmetros adquiridos servem para homologar e aprovar a comercialização ou não de um veículo em determinada região ou país. Entretanto, estas avaliações não consideram o fato de que as colisões veiculares, na maioria das vezes, ocorrem entre veículos de tamanho, forma, massa e rigidez diferente. Assim, estudos avançados de impactos veiculares, considerando procedimentos de teste não regulamentados e casos de impacto contra outros veículos e poste serão apresentados no Capítulo 7.

Conclusões e recomendações de trabalhos futuros da presente tese serão feitas no Capítulo 8, em especial, sobre a segurança oferecida aos ocupantes pelo veículo em desenvolvimento devido a diferentes eventos de colisão veicular.

2. PROJETO DE UM AUTOMÓVEL URBANO SEGURO (AUS)

2.1. Como nasceu o projeto do Automóvel Urbano Seguro

O projeto nasceu da ideia inicial do professor Dr. Marcilio Alves, que é orientador da presente tese. O objetivo era projetar e desenvolver um carro para dois ocupantes a ser utilizado em ambientes urbanos, sendo tão pequeno quanto possível para minimizar o espaço ocupado pelo mesmo nas ruas já congestionadas das grandes cidades. Pequeno, mas que propicie conforto aos ocupantes e acomode pequena bagagem e/ou compras cotidianas. Como verificado nas grandes cidades, os carros, na maioria das vezes, estão transportando somente uma pessoa ou no máximo duas durante os dias da semana, pessoas estas que se deslocam para o trabalho ou estudos. Estes mesmos carros em sua maioria tem a capacidade de transportar 5 pessoas, ocupando espaços desnecessários nas ruas e ocasionando mais congestionamentos.

Além disto, tinha-se como objetivo que a massa total do veículo fosse limitada a 500 kg, todavia não se sabia se isto seria ou não possível, pois o veículo seria desenvolvido a partir de alguns conjuntos de ideias e algumas linhas rabiscadas em um papel, que pareciam com a casca externa de um automóvel, Figura 26.

Figura 26 - Traços iniciais do veículo.

Baseado em algumas dimensões para o tamanho do veículo como largura, comprimento e altura, e lugares para somente dois ocupantes sentados lado a lado, ver Tabela 5, iniciou-se o projeto estrutural. Optou-se por defasar os ocupantes para reduzir a largura do veículo,

mantendo o espaço no interior do habitáculo. Após estas definições o grupo de estudo da Faculdade de Arquitetura e Urbanismo – FAU começou a realizar o projeto de design do veículo. Na Figura 27 e Figura 28 são mostradas as formas iniciais do veículo e o modelo em escala feito em clay.

Tabela 5 - Características e dimensões iniciais do veículo proposto.

Ocupantes	2
Largura	1,0 m
Comprimento	2,0 m
Distância entre eixos	1,68 m
Peso	500 kg
Potência	15 kW
Torque	11,8 Nm
Motorização	Elétrico VDC 48V
Suspensão	Independente 4 rodas
Sistema de direção	Drive-by-wire

Figura 27 - Formas iniciais do veículo.

Figura 28 - Modelo do veículo em escala.

A ideia inicial foi projetar um veículo que passasse a sensação de ser dirigido em posição elevada, como os veículos esporte utilitários, do inglês “*Sport Utility Vehicle – SUV*”, além de propiciar a percepção de amplo espaço interno mesmo em um veículo da pequena largura, por isto a posição dos bancos defasados. A Figura 29 e Figura 30 apresentam imagens externas e internas iniciais do veículo a ser desenvolvido.

Figura 29 - Imagem externa do veículo.

Figura 30 - Imagem do interior do veículo.

O objetivo era desenvolver um veículo que atendesse as regulamentações das Nações Unidas referentes à segurança, isto porque estas são mais abrangentes que as regulamentações atualmente vigentes no Brasil. Além disto, o veículo em estudo poderia ser utilizado em outros países que seguem as regulamentações das Nações Unidas. Daí o nome para o veículo, ***Automóvel Urbano Seguro – AUS***.

Com referência na geometria externa e na definição da distância entre eixos projetou-se uma estrutura tubular para o corpo do veículo, do inglês “Body-in-White – BIW”, Figura 31. Para fixação das suspensões dianteiras e traseiras, Figura 32, definiu-se uma subestrutura sob o BIW, do inglês “subframe”. Um subframe foi desenvolvido com o objetivo de ajudar na absorção de energia e propiciar um caminho de carga contínuo no caso de severas colisões frontais contra barreiras rígidas ou deformável e também no caso de impacto traseiro.

Figura 31 - Estrutura inicial do AUS – BIW.

Figura 32 - Subframe projetado para o AUS.

Os manequins e os bancos foram posicionados para atender a definição de projeto de que o carro precisa transportar dois ocupantes e fornecer sensação de dirigir em posição elevada como os SUVs, mas com pequena largura, Figura 33.

Figura 33 - Posicionamento dos manequins e bancos.

Após posicionar os ocupantes no interior do veículo, havia a necessidade de se aumentar a largura do veículo, pois como serão utilizadas bolsas de ar para absorver parte da energia da colisão lateral precisa-se de um espaço mínimo entre o ocupante e a estrutura do veículo para propiciar a abertura adequada da bolsa entre ambos. Estas bolsas de ar laterais são necessárias pois está-se trabalhando com um carro de estrutura o mais simples possível e largura restrita, assim se tem pouca estrutura para absorver energia da colisão e pequeno espaço para movimentação do ocupante no interior do veículo antes de atingir partes rígidas da estrutura. A estrutura foi aumentada lateralmente em 25 cm. Enquanto que a altura do veículo pode ser reduzida de 1,80 m para 1,65 m.

Analisando as primeiras simulações de impacto frontal e traseiro, verificou-se a necessidade de incluir nestas regiões alguns absorvedores de energia provendo mais deformações localizadas e minimizando a deformação do habitáculo dos ocupantes deixando-o mais estável, Figura 34. Projetou-se absorvedores de energia denominados em inglês de “*crash box*”, com iniciadores de deformação.

Figura 34 - Absorvedores de energia: a) frontais e b) traseiros.

Constatou-se através da análise dos resultados das simulações numéricas de impacto lateral que havia a necessidade de se desenvolver uma coluna B para absorver parte da energia do impacto da barreira. Além disto, minimizaria a intrusão da barreira no interior do veículo, que poderia ocasionar risco de lesão grave aos ocupantes. Foram incluídas as portas dianteiras com reforços internos tubulares para atuarem em casos de impacto lateral. Com o intuito de prover acesso ao compartimento traseiro de carga, projetou-se uma portinhola lateral atrás da porta dianteira do lado do motorista que se abre para trás, pois o mesmo está posicionado mais à frente em relação ao passageiro, ver Figura 35.

Figura 35 - Imagem lateral do AUS.

Toda a estrutura foi projetada e desenvolvida pensando em prover caminhos de carga contínuos para as diferentes condições de impacto requeridas pelas regulamentações das Nações Unidas (ECE R12, R95, R32 e R94), com base em algumas dimensões previamente definidas, experiência advinda de outros projetos, mas principalmente procurando manter os caminhos de carga contínuos para gerenciamento adequado da energia decorrente de impactos veiculares.

Aqui surge a grande questão que se procura responder durante este trabalho:

“É possível desenvolver um veículo leve com massa inferior a 500 kg que satisfaça os requisitos de segurança veicular das Nações Unidas em caso de colisão veicular? ”

Como otimizar a estrutura do veículo que é complexa e precisa atender requisitos em casos de impacto, que são fenômenos dinâmicos com inúmeras não linearidades (grandes deslocamentos, deformações, materiais)?

Para responder à pergunta inicial aplicaremos metodologias de otimização, todavia por se tratar de eventos complexos e elevado custo computacional serão utilizados modelos numéricos substitutos aos modelos de elementos finitos que são denominados metamodelos, do inglês “*surrogate models* ou *metamodels*”.

Nos problemas de otimização as funções objetivo, simples ou múltiplas, e as restrições poderão ser tanto estruturais quanto biomecânicas, o que é visto como uma importante contribuição do trabalho. Em geral, as otimizações são realizadas focando unicamente a estrutura do veículo, e poucos trabalhos de otimização usam critérios biomecânicos.

Os metamodelos são mais simples para otimização se comparados com os modelos completos em elementos finitos – EF, mas precisam refletir todas as características do modelo de EF.

O modelo inicial do AUS apresenta a configuração de massa por subsistema mostrado na Tabela 6.

Tabela 6 - Massas do veículo por subsistema.

Baterias (estimado)	100 kg
Sistema de direção + pedais	18,673 kg
Bancos do motorista e passageiro + fixações	27,232 kg
Motores elétricos nas 4 rodas	40,022 kg
Portas motorista + passageiro + portinhola traseira	38,006 kg

Suspensão dianteira + pneus + rodas	58,747 kg
Suspensão traseira + pneus + rodas	45,184kg
Assoalho dianteiro + dash	11,949 kg
BIW	68,327 kg
Subframe	14,847 kg
Massa total	422,987 kg

Tem-se uma massa total da estrutura inferior a 500 kg, todavia ainda não estão consideradas massas de partes internas como: painel de instrumentos, painéis das portas, revestimentos internos, etc, bem como painéis externos de fechamento, cabeamento do sistema elétrico e áreas envidraçadas.

No decorrer dos próximos capítulos será focada a otimização somente das partes da estrutura do veículo como: BIW, subframe, reforços estruturais das portas e partes de ligação das suspensões totalizando 73 componentes com massa total de 98,955 kg. Demais subsistemas, como bancos e estrutura de fixação, pneus, rodas, baterias, motores elétricos, sistema de direção, molas e amortecedores, não são contemplados neste estudo.

2.2. Materiais

Os aços conhecidos como automotivos vão desde aços de baixo carbono até aços avançados de alta resistência à ruptura. Os aços de baixa resistência são considerados os que possuem resistência inferior a 270 MPa, os aços de alta resistência mecânica são aqueles que tem resistência entre 270 MPa e 700 MPa, os aços de ultra alta resistência apresentam resistência superior a 700 MPa, já os aços avançados de alta resistência (AHSS) possuem resistência mínima de 500 a 800 MPa, Figura 36. A indústria automotiva nos últimos anos vem aplicando e requerendo cada vez mais o desenvolvimento de aços avançados de alta resistência.

Figura 36 - Tipos de aços em relação ao limite de resistência e alongamento (modificado de Horvath, 2004).

Em nosso estudo optamos por utilizar aços avançados de alta resistência, do inglês “*Advanced High Strength Steels – AHSS*”. Os aços AHSS apresentam melhor desempenho em impacto, com elevada capacidade de absorção de energia, Abedrabbo, et al., ano 2009.

Os aços do tipo AHSS são aços multifásicos que contêm martensita, bainita, e/ou retêm austenita em quantidades suficientes para produzir propriedades mecânicas únicas (endurecimento por transformação). Estes aços apresentam excelente combinação de alta resistência e alta formabilidade resultado de sua capacidade de endurecimento em alta deformação. Conforme Sperle e Olsson, 1996, aços de ultra alta resistência possuem efeito positivo quando aplicados em velocidades de impacto, absorvendo maior energia tanto em testes estáticos ($v \approx 0$) e quanto em testes dinâmicos ($v = 50$ km/h), Figura 37.

Figura 37 - Comparação da energia absorvida em carregamento estático e dinâmico (modificado de Sperle e Olsson, 1996).

Os aços AHSS são divididos em três grupos, ver Figura 36:

- Aços bifásicos, conhecidos em inglês como “*Dual-Phase – DP*”, com tensão de ruptura ~500-1000 MPa;
- Aços com transformação induzida por deformação plástica, em inglês “*Transformation Induced Plasticity – TRIP*”, com tensão de ruptura ~600-800 MPa;
- Aços de fase complexa, do inglês “*Complex Phase – CP*”, com tensão de ruptura ~800-1000 MPa;
- Aços martensíticos, do inglês “*Martensite – MART*”, com tensão de ruptura ~900-1500 MPa.

Aços DP e TRIP apresentam excelente formabilidade em relação aos aços convencionais HSS e melhor capacidade em distribuição da deformação sobre a superfície do componente, além disto os aços AHSS mostram muito boa flexibilidade, Konieczny, 2003.

Na Figura 38 verifica-se a considerável diferença entre os limites de resistência e escoamento para aços de baixa resistência até aços avançados. A Tabela 7 mostra as propriedades mecânicas típicas de alguns aços.

Figura 38 - Gráfico da tensão verdadeira versus deformação verdadeira para diferentes aços.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas típicas de alguns aços (modificado de Konieczny, 2003).

CLASSE	Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento (%)
IF	163	282	49.0
DDS	183	314	42.9
CMn440	354	455	39.0
HSLA340	377	443	28.4
SF600	490	615	28.6
HSLA480	487	604	28.0
HSLA550	641	672	13.5
DP600	340	602	29.0
T600	393	631	34.0
DP800	459	838	17.2
T800	475	822	28.0
DP1000	726	1003	10.8

Como estamos trabalhando em casos de impacto, com fenômenos que apresentam elevadas deformações faz-se necessário utilizarmos as curvas do material onde o limite de escoamento é dependente da taxa de deformação, pois aços possuem limite de escoamento muito sensível a esta taxa de deformação conforme verificado no exemplo da Figura 39.

Aumentando a taxa de deformação o limite de escoamento e o limite de ruptura aumentam. O limite de escoamento é mais sensível a taxa de deformação do que o limite de ruptura, Kassir e Yu, 1989.

Figura 39 - Comparação das curvas de tensão versus deformação do aço MP800HY em diferentes taxas de deformação (modificado de Singh et al., 2011).

Em todo o desenvolvimento do veículo foi utilizado o aço DP1000 na estrutura, entretanto os materiais dos componentes estruturais foram parametrizados no modelo de elementos finitos, subdividindo-se o modelo em 9 regiões como visto na Figura 40 e Figura 41. Isto foi feito visando a fácil alteração de material por região caso futuramente se deseje utilizar diferentes materiais para determinadas regiões e assim estudar o comportamento estrutural do veículo.

Figura 40 - Veículo com materiais parametrizados por região.

Figura 41 - Veículo com materiais parametrizados por região, continuação.

Como o objetivo do trabalho é desenvolver um veículo seguro, faz-se necessário entender quais requisitos referentes a segurança veicular deverá atender, pois muitas são as normas, regulamentações, legislações e programas de avaliações veiculares no mundo. Assim, no capítulo seguinte serão explanadas as diferentes regulamentações e normas no Brasil e no mundo para definirmos as quais serão pertinentes a tese.

3. NORMAS, REGULAMENTAÇÕES E LEGISLAÇÕES MUNDIAIS E PROGRAMAS DE AVALIAÇÕES VEICULARES QUANTO A SEGURANÇA VEICULAR

O Conselho Nacional de Trânsito Brasileiro – CONTRAN publicou em 11 de janeiro de 2007 a resolução nº 221, que estabelece os requisitos de proteção a ocupantes e integridade do sistema de combustível decorrente de impacto nos veículos, CONTRAN, 2007. De acordo com a resolução 221 os automóveis e camionetas ou deles derivativos, sendo eles nacionais ou importados, devem cumprir com os requisitos estabelecidos nas normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT descritas abaixo:

- Proteção ao ocupante, com avaliação de critérios biomecânicos, em ensaio de impacto frontal: Norma ABNT NBR 15300-1, em conjunto com a Norma ABNT NBR 15300-2 ou com a Norma ABNT NBR 15300-3, a critério do fabricante;
- Comportamento da estrutura do habitáculo em ensaio de impacto traseiro: Norma ABNT NBR 15240;
- Integridade do sistema de combustível em ensaio de impacto traseiro: Norma ABNT NBR 15241.

3.1. Impacto Frontal – Regulamentação Brasileira

As condições de ensaio de impacto frontal, que é normalizado pela ABNT NBR15300, dependem da norma adicional escolhida a critério do fabricante. Se o fabricante escolher a:

- ABNT NBR 15300-2. O impacto deve ser realizado contra uma barreira fixa, rígida e perpendicular à linha da trajetória do veículo, sendo que o veículo deve deslocar-se longitudinalmente para frente com velocidade não inferior a 48 km/h, ver Figura 42;
- ABNT NBR 15300-3. O veículo deve colidir com a face da barreira em ponto situado a 40% da largura total do veículo, com desvio máximo admissível de ± 20 mm, ver Figura 43. A velocidade do veículo no momento da colisão deve ser 56 km/h.

Para os testes de impacto frontal se utiliza em cada um dos bancos dianteiros os manequins modelo Híbrido III, de percentil 50% da população masculina dos Estados Unidos, equipados com a parte inferior das pernas instrumentadas.

Figura 42 – Ensaio de impacto frontal do veículo contra barreira rígida.

Figura 43 – Posicionamento do veículo em relação à barreira deformável. Fonte: ABNT NBR 15300-3.

A ABNT NBR 15300-1 estabelece os requisitos de desempenho que devem ser atendidos durante os ensaios de impacto frontal conforme o ensaio escolhido pelo fabricante do veículo.

Os requisitos de desempenho para impacto frontal com 100% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-2, estão descritos na Tabela 8 e com 40% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-3, estão detalhados na Tabela 9.

Tabela 8 - Critérios biomecânicos para teste de impacto frontal com 100% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-2.

Região	Critério	Valor
Cabeça	Critério de lesão de cabeça (HIC) em 36ms	< 1000
Tórax	Aceleração do tórax	< 60 g
	Compressão do tórax	< 76 mm
Perna	Fêmur força axial	< 10 kN
Pescoço	Critério de lesão no pescoço combinado	< 1,0
	Tração máxima no pescoço (célula de carga superior)	< 4,17 kN
	Compressão máxima no pescoço (célula de carga superior)	< 4 kN

Tabela 9 - Critérios biomecânicos para teste de impacto frontal com 100% de sobreposição, conforme ABNT NBR 15300-3.

Região	Critério	Valor
Cabeça	Critério de lesão (HIC) em 36 ms	≤ 1000
	Aceleração para 3 ms	80 g
Pescoço	Momento fletor em extensão (-M _y)	< 57 Nm
	Tração (+F _z)	3,3 kN @ 0 ms 2,9 kN @ 35 ms 1,1 kN @ ≥ 60 ms
	Cisalhamento (+F _x)	3,1 kN @ 0 ms 1,5 kN @ 25-35 ms 1,1 kN @ ≥ 45 ms
Tórax	Compressão do tórax	< 50 mm
	Viscosidade (V*C)	< 1,0 m/s
Fêmur	Fêmur força de compressão	< 9,07 kN @ 0 ms < 7,58 @ ≥ 10 ms
Tíbia	Força de compressão	< 8 kN
	Índice de tíbia	< 1,3
Joelho	Deslizamento (Tíbia / Fêmur)	< 15 mm

Cunha, 2011, cita Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, com os autores tendo comparado diferentes testes de impacto frontal em uso no mundo, incluindo um teste agressivo da Volvo, que é realizado com impacto em sobreposição de 35%, em barreira rígida, a 65 km/h, chamado de SPOC (do inglês “*Severe Partial Overlap Collision*”). No estudo de Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, os veículos foram devidamente instrumentados para mostrar a aceleração em tempo real. Com isso, foi levantada a energia absorvida nestes diferentes testes, Figura 44.

Figura 44 - Relação de deslocamento para os diferentes métodos de teste de impacto frontal estudo de Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, citado por Cunha, 2011.

No gráfico se observa pela diferença da velocidade, Δv , e pela distância percorrida pelo veículo durante o impacto, que o modelo de teste do NCAP americano é o que absorve energia mais rápido, como mostrado pela curva mais inclinada. Em seguida, temos o modelo de teste SPOC, da Volvo, seguido de perto pelo modelo europeu de teste (ODB). O teste com barreira de impacto de 30° (ASD) foi que teve a absorção de energia mais lenta, com um início de absorção muito baixo, quando apenas uma parte de veículo está sofrendo o impacto e depois com um aumento da inclinação da curva, quando uma maior parte do veículo está em contato com a barreira. Planath-Skogsmo e Nilsson (1994) *apud* Cunha, 2011.

As diferentes formas de teste de impacto, do modelo SPOC da Volvo, o inclinado em 30°, com fixação anti-escorregamento (“ASD – Antislid Barrier”), o modelo de teste europeu, com sobreposição de 40% e impacto em barreira deformável (ODB), e o modelo da NCAP Americana, em barreira rígida, com suas respectivas velocidades, podem ser observadas na Figura 45.

Figura 45 - Configuração dos testes de impacto de Planath-Skogsmo e Nilsson, 1994, *apud* por Cunha, 2011.

3.2. Impacto Traseiro – Regulamentação Brasileira

As duas normas para impacto traseiro, ABNT NBR 15240/15241, se referem ao mesmo procedimento de teste, somente se diferenciam nos requisitos. A norma ABNT NBR 15240 tem por objetivo verificar o desempenho do habitáculo de automóveis e camionetas quando submetidas a impacto traseiro, enquanto que a norma ABNT NBR 15241 estabelece os requisitos de desempenho do sistema de combustível no caso de um impacto traseiro.

O impactador dever ser de aço e rígido, com superfície plana e largura igual ou superior a 2500 mm e altura igual ou superior a 800 mm, a superfície deve ser revestida com um compensado de madeira de 20 mm de espessura firmemente fixado.

À distância ao solo à parte inferior da superfície impactadora dever ser de 175 ± 25 mm. O impactador pode estar acoplado a uma carreta (barreira móvel) ou formar parte de um pêndulo. A velocidade de impacto deve estar entre 35 km/h e 38 km/h. A massa total agregada da carreta e do impactador dever ser de 1100 ± 20 kg, ver Figura 46.

No caso de utilização de um pêndulo, a distância entre o centro da superfície impactadora e o eixo de rotação do pêndulo não deve ser menor que 5 m, o pêndulo deve ser indeformável, e possuir um sistema de retenção para prevenir um impacto secundário sobre o veículo de ensaio. A velocidade do impacto deve ser a mesma quando usado carreta e impactador.

Figura 46 – Ensaio de impacto traseiro do veículo.

Os requisitos conforme a norma ABNT NBR 15240 são:

- Medindo o espaço longitudinal residual, deve ser determinado o deslocamento longitudinal da projeção vertical no assoalho dos pontos “R” do último assento traseiro em relação ao ponto de referência, situado em área estrutural do veículo que não sofra deformações com a execução do ensaio. Este deslocamento longitudinal não deve exceder 75 mm.
- Após o ensaio nenhum elemento rígido dentro do compartimento de passageiros deve apresentar risco de lesões sérias para os ocupantes.
- As portas laterais do veículo não devem se abrir por efeito do impacto.
- Depois do impacto deve ser possível a abertura de um número suficiente de portas para permitir a evacuação de todos os ocupantes sem que haja necessidade do uso de ferramentas.

Os requisitos conforme a norma ABNT NBR 15241 são:

- Não deve ocorrer mais do que um leve vazamento de líquido na instalação de combustível na colisão.
- Caso exista um vazamento contínuo na instalação de combustível após a colisão, a taxa de vazamento não deve exceder 30 g/min.

- Não deve existir fogo alimentado por combustível de qualquer natureza.
- Durante e após o impacto, a bateria deve ser mantida na posição por meio de seus dispositivos de fixação.

Analisando a norma ABNT NBR 15300-2 e comparando com a norma FMVSS 208 de 2010, requerida pelos Estados Unidos verificamos que são similares. Já a norma ABNT NBR 15300-3 apresenta os mesmos critérios da norma europeia ECE R94 de 2013. As normas ABNT NBR 15240/15241 em algumas partes são similares a ECE R32 e ECE R34. As normas FMVSS 208, ECE R94, ECE R32 e ECE R34 serão explicitadas no decorrer deste capítulo.

3.3. Impacto Lateral – Regulamentação Brasileira

Em agosto de 2013, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) tornou públicas a homologação e a publicação das Normas Brasileiras referentes ao impacto lateral, como pode ser visto na figura abaixo.

Referência	ABNT CB/ONS/CEE	Título	Data
ABNT NBR 14323:2013	ABNT/CB-02	Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios em situação de incêndio	14/08/2013
ABNT NBR 15475:2013	ABNT/CEE-	Acesso por corda — Qualificação e certificação de pessoas	14/08/2013
ABNT NBR 16204-1:2013 (Projeto: 05:105.01-010/1:2013)	ABNT/CB-05	Veículos rodoviários automotores — Proteção ao ocupante — Ensaio de impacto lateral	16/08/2013
ABNT NBR 16204-2:2013 (Projeto: 05:105.01-010/2:2013)	ABNT/CB-05	Veículos rodoviários automotores — Proteção ao ocupante — Ensaio de impacto lateral	16/08/2013
ABNT NBR 16204-3:2013 (Projeto: 05:105.01-010/3:2013)	ABNT/CB-05	Veículos rodoviários automotores — Proteção ao ocupante — Ensaio de impacto lateral	16/08/2013
ABNT NBR ISO 80369-1:2013 (Projeto: 26:150.01-008/1:2013)	ABNT/CB-26	Conectores de pequeno diâmetro para líquidos e gases para aplicação em saúde	14/08/2013

Figura 47 - Normas Brasileiras Publicadas de 12/08/2013 a 16/08/2013. Fonte: ABNT, 2013.

Esta norma brasileira de impacto lateral especifica os requisitos que os veículos devem atender na proteção de passageiros em caso de colisões, com objetivo de reduzir os riscos de ferimentos graves e fatais em ocupantes de automóveis e camionetas deles derivados. A parte 1 da NBR 16204 estabelece que, para o ensaio de impacto lateral, a critério do fabricante, o veículo deve ser ensaiado em conjunto com a NBR 16204-2 ou NBR 16204-3.

A norma ABNT NBR 16204-2 em alguns pontos é similar a FMVSS 214, sendo que o procedimento requer ensaio de impacto lateral com velocidade da barreira de impacto com um ângulo de 63° em relação ao eixo longitudinal do veículo. A norma ABNT NBR 16204-3 tem

similaridades com a norma europeia ou das nações unidas ECE R95, requerendo ensaio de impacto lateral com a barreira de impacto perpendicular ao eixo longitudinal do veículo.

As normas e regulamentações no Brasil quanto à segurança dos veículos automotores em impactos são recentes e seus procedimentos de ensaio e requisitos de desempenho se baseiam em normas dos Estados Unidos ou da união europeia.

Optou-se aqui por se desenvolver e analisar um veículo leve considerando as normas e regulamentações das Nações Unidas (Working Party 29 – WP.29). Assim, se almeja projetar e analisar um veículo que possa ser usado por todas as pessoas em diferentes países. O veículo precisa atender as normas e legislações dos mesmos e, como veremos a seguir, a maioria dos países adotam as regulamentações das Nações Unidas quantos aos requisitos para homologação de veículos, peças e equipamentos.

No que tange a segurança veicular ao redor do globo existem diferentes tipos de legislações:

- Internacionais
 - ECE (Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa)
 - EU (Diretivas EG)
- Nacionais
 - Estados Unidos / Canadá (FMVSS / CMVSS)
 - Austrália (ADR)
 - Japão
 - Índia (AIS)
- Estaduais / Provinciais
 - Canadá
 - Estados Unidos
 - Austrália

Devido à existência de inúmeros requisitos para homologação de veículos dependendo do país, se fazia necessário a harmonização de regulamentações internacionais. Em 1945, sobre os cuidados da Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (UNECE), um conjunto de requisitos técnicos sobre as características dos veículos foi adotado na Convenção sobre Trânsito Rodoviário em 1949. Foi também adotada a resolução denominada Resolução nº 45 do Subcomitê sobre Transporte Rodoviário, que apelava para a criação de um grupo de trabalho

formado por especialistas no campo de veículos rodoviários. Com base nesta resolução o Grupo de Trabalho nº 29, do inglês “*Working Party 29 – WP.29*”, foi fundado em 6 de junho de 1952.

Em março de 1958, a República Federal da Alemanha, propôs a criação de um acordo sob a direção da UNECE a fim de facilitar a adoção de condições comuns para a homologação de veículos automotores. O chamado Acordo de 1958 entrou em vigor em 20 de junho de 1959.

Em 1997, o Fórum Mundial estabeleceu o Acordo de 1997 relativo às disposições sobre as inspeções técnicas periódicas de veículos em uso. Em 1998, o WP.29 estabeleceu o Acordo Global de 1998, o chamado acordo paralelo ao Acordo de 1958. Em 2000 o WP.29 se tornou o Fórum Mundial para a Harmonização das Regulamentações aplicáveis a Veículos, anteriormente conhecido como o Grupo de Trabalho sobre a construção de veículos.

Em junho de 2008, o Fórum Mundial comemorou o 50º aniversário do Acordo de 1958. Em 2011, um primeiro conjunto de requisitos de qualidade de combustível do mercado seria adotado pelo WP.29, (Ramos, 2011).

O Fórum Mundial do WP.29 é responsável por administrar 3 acordos, sendo que os acordos de 1958 e 1998 são mais específicos quanto as prescrições técnicas e regulamentações técnicas globais aplicáveis a veículos de rodas:

- Acordo de 1958, relativo à adoção de prescrições técnicas uniformes aplicáveis aos veículos de rodas, equipamentos e peças susceptíveis de serem montados e/ou utilizados em veículos de rodas e às condições de reconhecimento recíproco das homologações emitidas em conformidade com essas prescrições (48 Partes Contratantes, 127 UNECE Regulamentos);
- Acordo de 1998, relativo ao estabelecimento de regulamentos técnicos globais (GTR's) aos veículos de rodas, equipamentos e peças susceptíveis de serem montados e/ou utilizados em veículos de rodas (31 Partes Contratantes, 11 GTR's, adotadas em 2009).

Estes requisitos têm por objetivo aumentar a segurança dos veículos e das estradas, melhorar o desempenho ambiental e facilitar o comércio dos veículos, por meio da harmonização de normas e regulamentações para homologação dos veículos.

A Figura 48 mostra os requisitos de segurança estabelecidos pela UNECE, englobando diferentes requisitos para 4 áreas de segurança veicular.

ESTABELECIMENTO DE REQUISITOS DE SEGURANÇA

O número de objetos de requisitos aplicáveis às diferentes categorias de veículos

Tipo de Segurança	Vehicle Category		
	Carros M1	Ônibus M2,M3	Trucks N1-N3
Segurança Ativa	13	10	13
Segurança Passiva	16	10	16
Segurança pós-colisão	2	3	2
Segurança ecológica	11	7	11
Total	42	30	42

Figura 48 - Estabelecimento dos requisitos de segurança conforme UNECE (modificado de Kisulenko, 2012).

A Figura 49 mostra a distribuição geográfica dos países contratantes dos acordos de 1958 e de 1998, em ambos os acordos estão relacionadas às prescrições técnicas para construção de veículos. Pode-se verificar que a maioria dos países assinaram os dois acordos, marcado em verde escuro na figura. Um determinado número de países do leste europeu assinou apenas o acordo de 1958, e países como Canadá, EUA, China e Índia assinaram somente o acordo de 1998.

Figura 49 - Países que assinaram os acordos de regulamentação veiculares em 1958 e/ou 1998 (modificado de Ramos, 2011).

Atualmente, 48 países aderiram ao acordo de 1958, todos os países da região europeia, exceto Moldávia e Islândia, bem como um grande número de países não europeus tais como Japão, Coreia do Sul, Malásia, Tailândia, Austrália, Nova Zelândia, África do Sul e Tunísia. Japão e África do Sul estão promovendo o acordo de 1958 em suas regiões. Até o momento 31 países aderiram ao acordo de 1998, Ramos, 2011. Sendo que mais de 85% da produção de veículos e peças ao redor do mundo estão baseados nestes países. O Brasil ainda não adotou nenhum destes acordos e não participa do grupo de trabalho WP.29.

Existem determinadas regulamentações relacionadas a testes de impacto para avaliar a estrutura dos veículos e a proteção dos ocupantes conforme as regulamentações veiculares das Nações Unidas, a seguir estão listados os testes relevantes ao escopo do projeto:

Impacto Frontal:

- **ECE R94**

Reg. 94 - Rev.2 – Disposições uniformes relativas à homologação de veículos no que diz respeito à proteção dos ocupantes em caso de colisão frontal, do inglês “*Uniform*

provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision”.

Impacto Frontal:

- **ECE R12**

Reg. 12 - Rev.4 – Disposições uniformes relativas à homologação de veículos no que diz respeito à proteção do condutor contra o mecanismo de direção em caso de impacto, do inglês *“Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the driver against the steering mechanism in the event of impact”.*

Impacto Lateral:

- **ECE R95**

Reg. 95 - Rev.1 – Disposições uniformes relativas à homologação de veículos no que diz respeito à proteção dos ocupantes em caso de colisão lateral, do inglês *“Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision”.*

Impacto Traseiro:

- **ECE R32**

Reg. 32 - Rev.1 – Disposições uniformes relativas à homologação de veículos no que diz respeito ao comportamento das estruturas do veículo impactado em uma colisão traseira, do inglês *“Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the behaviour of the structures of the impacted vehicle in a rear-end collision”.*

Impacto Frontal, Lateral e Traseiro:

- **ECE R34**

Reg. 34 - Rev.2 – Disposições uniformes relativas à homologação de veículos no que diz respeito à prevenção dos riscos de incêndio, do inglês *“Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the prevention of fire risks”.*

Além destes testes regulamentados pela UNECE, lista-se a seguir outros procedimentos para avaliar a estrutura em caso de colisão veicular.

Os Estados Unidos também possuem requisitos referentes à segurança veicular em caso de colisão. O órgão responsável por administrar leis referentes à segurança de veículos automotores é denominado Administração Nacional de Segurança de Tráfego das Estradas, do inglês “*The National Highway Traffic Safety Administration – NHTSA*”. Este órgão publica e administra normas e regulamentações necessárias para os fabricantes de veículos automotores denominadas Normas Federais de Segurança dos Veículos Automotores, do inglês “*Federal Motor Vehicle Safety Standards – (FMVSS)*”.

Impacto Frontal:

- **FMVSS 208 – Proteção do ocupante em colisão, do inglês “Occupant Crash Protection”.**

Barreira Rígida

Barreira Deformável

Impacto Lateral:

- **FMVSS 214 – Proteção para impacto lateral, do inglês “Side Impact Protection”.**

Barreira Deformável

Poste

Impacto Frontal, Traseiro e Lateral:

- **FMVSS 301 – Integridade do sistema de combustível, do inglês “Fuel System Integrity”.**

Resistência do teto ao esmagamento:

- **FMVSS 216 – Resistência do teto ao esmagamento, do inglês “Roof Crush Resistance”.**

A Figura 50 mostra as regulamentações de colisão na Europa, UNECE, e nos Estados Unidos, FMVSS.

Figura 50 – Regulamentações de colisão na Europa e nos Estados Unidos (modificado de Reuter, 2013).

Para conhecimento e referência, as figuras a seguir mostram as principais normas e regulamentações para proteção de ocupantes e pedestres requeridos em determinados países ou regiões do mundo.

	Full Width Frontal		Offset Frontal
<div>USA</div> <div></div>	<div>FMVSS 208</div> <div></div>	<div>FMVSS 208</div> <div></div>	
<div>Europe</div> <div></div>		<div>ECE R94</div> <div></div>	
<div>Japan</div> <div></div>	<div>TRIAS 47</div> <div></div>	<div>TRIAS 47-4</div> <div></div>	
<div>China</div> <div></div>	<div>GB 11551-2003</div> <div></div>	<div>GB 20913-2007</div> <div></div>	
<div>India</div> <div></div>		<div>AIS-098/F</div> <div></div>	
<div>South Korea</div> <div></div>	<div>KWSS 102</div> <div></div>		
<div>Australia</div> <div></div>	<div>ADR 69/00</div> <div></div>	<div>ADR 73/00</div> <div></div>	

Figura 51 - Normas e regulamentações para proteção de ocupantes (modificado de Reuter, 2013).

	Side Barrier	Side Pole	Pedestrian	Rear	Head Impact	Rollover
USA	FMVSS 214	FMVSS 214		FMVSS 202a FMVSS 301	FMVSS 201u	Tilted Ramp: FMVSS 208 Roof Crush: FMVSS 216a Ejection Mitigation: FMVSS 226
Europe	ECE R95		R (EC) 78/2009 R (EC) 631/2009 ECE R127	ECE R32	ECE R21	
Japan	TRIAS 47-3-2000		TRIAS 63	TRIAS 33		
China	GB 20071-2006			GB 20072-2006		Roof Crush: GB26134-2010
India	AIS-099/F		AIS-100	AIS-101		
South Korea	KMVSS 102
Australia	ADR 72/00

Figura 52 – Normas e regulamentações para proteção de ocupantes e pedestres (modificado de Reuter, 2013).

Além das normas e regulamentações para proteção de ocupantes existem normas e regulamentações para proteção de pedestres, que podem ser verificadas na Figura 53 e Figura 54. Estas normas são regidas pelos Regulamentos Técnicos Mundiais, do inglês “*Global Technical Regulations – GTRs*” e administradas pelas Nações Unidas, GTR No. 9 – *Pedestrian safety*.

Método de teste	Parâmetro	Diretivas Europeias 78/2009 e 631/2009		GTR Nº 9
		Fase 1	Fase 2	
EEVC – impactador de perna parte inferior no para-choques	Velocidade	40 km/h	40 km/h	40 km/h
	Ângulo de impacto	0°	0°	0°
	Aceleração	200 g	170 g (250 g)	170 g (250 g)
	Flexão	21°	19°	19°
	Cisalhamento	6 mm	6 mm	6 mm
Flex-PLI impactador de perna (parte inferior) no para-choques	Velocidade			40 km/h
	Ângulo de impacto			0°
	Flexão de tibia			340 Nm ⁽²⁾
	MCL alongamento			22 mm ⁽²⁾
	ACP/PCL along.			13 mm ⁽²⁾
Impactador de perna (parte superior) no para-choques	Velocidade	40 km/h	40 km/h	40 km/h
	Ângulo de impacto	0°	0°	0°
	Soma das forças	7,5 kN	7,5 kN	7,5 kN
	Flexão	510 Nm	510 Nm	510 Nm
Impactador de perna (parte superior) na borda do capô	Velocidade	20 - 40 km/h	20 - 40 km/h	
	Ângulo de impacto	10° - 47°	10° - 47°	
	Soma das forças	5 kN ⁽¹⁾	5 kN ⁽¹⁾	
	Flexão	300 Nm ⁽¹⁾	300 Nm ⁽¹⁾	
Impactador de cabeça de adulto pequeno no capô	Velocidade	35 km/h		
	Ângulo de impacto	50°		
	Diâmetro	165 mm		
	Massa	3,5 kg		
	HPC	1000 (2/3) 2000 (1/3)		
Impactador de cabeça de adulto e de criança no para-brisas	Velocidade	35 km/h		
	Ângulo de impacto	35°		
	WAD (mm)	-		
	Diâmetro	165 mm		
	Massa	4,8 kg		
	HPC	1000 ⁽¹⁾		
Impactador de cabeça de adulto no capô	Velocidade		35 km/h	35 km/h
	Ângulo de impacto		65°	65°
	WAD (mm)		1700 - 2100	-
	Diâmetro		165 mm	165 mm
	Massa		4,5 kg	4,5 kg
	HPC		1000 (2/3) ⁽³⁾ 1700 (1/3) ⁽³⁾	1000 (2/3) ⁽³⁾ 1700 (1/3) ⁽³⁾
Impactador de cabeça de criança no capô	Velocidade		35 km/h	35 km/h
	Ângulo de impacto		50°	50°
	WAD (mm)		1000 - 1700	1000 - 1700
	Diâmetro		165 mm	165 mm
	Massa		3,5 kg	3,5 kg
	HPC		1000 (1/2) ⁽⁴⁾ 1700 (1/2) ⁽⁴⁾ ou (só para ⁽⁴⁾) 1000 (2/3) ⁽³⁾ 1700 (1/3) ⁽³⁾	1000 (1/2) ⁽⁴⁾ 1700 (1/2) ⁽⁴⁾ ou (só para ⁽⁴⁾) 1000 (2/3) ⁽³⁾ 1700 (1/3) ⁽³⁾
Intervenções ativas				

1 somente monitoramento

2 critério de lesão proposto pela GRSP Flex-TEG

3 capô todo

4 área do impactor de cabeça de criança

5 velocidade de teste será aumentada quando impactor de perna for introduzido em teste legal (J-MLIT)

6 limites previstos a partir de 2014

Tabela baseada em O. Zander, atualizada em novembro de 2012

Figura 53 - Procedimentos de teste e critérios de proteção para pedestres (modificado de Reuter, 2013).

Figura 54 - Procedimento de teste para proteção de pedestre conforme EC Diretiva 78/2009 fase 2 (modificado de Reuter, 2013).

Existem ainda os programas de avaliações veiculares que são desenvolvidos por instituições ou organizações independentes, seus resultados podem ser conhecidos como métricas de comparação para consumidores, e também variam por região ou país em que atuam. Os programas de avaliações são procedimentos aos quais os veículos são submetidos para verificar a capacidade das estruturas veiculares em absorver e gerenciar a energia proveniente de impactos e são mensuradas as possíveis lesões e níveis destas em ocupantes e pedestres. Assim, os veículos são classificados em mais ou menos seguros para os ocupantes e pedestres, e esta classificação em países onde os mercados prezam por segurança veicular é uma forma do consumidor comparar os veículos quanto à segurança e ajudar na tomada de decisão de compra.

Exemplos destas organizações são as NCAP's, Programa de Avaliação de Carros Novos, do inglês "*New Car Assessment Program – NCAP*", que atuam em mercados como:

- Europeu – Euro NCAP;
- Norte americano – U.S. NCAP;
- Japonês – JNAP;
- Chinês – C-NCAP;
- Coreano – KNCAP;
- Sudeste asiático – ASEAN NCAP;

- Australiano – ANCAP;
- Latino americano e Caribenho – Latin NCAP.

Nos Estados Unidos existe ainda outra organização independente que avalia os veículos, o Instituto de Seguros para a Segurança Rodoviária do inglês “*Insurance Institute for Highway Safety – IIHS*”. A Figura 55 e Figura 56 exemplificam os testes de avaliações comparativas feitos por organizações independentes que avaliam a proteção dos ocupantes e, a Figura 57 descreve os testes realizados para proteção de pedestres, também com o intuito de avaliar comparativamente os veículos.

	Euro NCAP	U.S. NCAP	IIHS	Latin NCAP
Full Width				
ODB / SOB				
MDB				
Pole				
Rollover		■ SSF	■ Roof Crush	
Pedestrian	<ul style="list-style-type: none"> ■ EEVC Legform ■ Flex PLI ■ Upper Legform ■ Headforms ■ AEB Pedestrian 			
Child Safety	<ul style="list-style-type: none"> ■ Frontal ODB ■ Side MDB ■ CRS- Installation ■ Vehicle based assessment 			<ul style="list-style-type: none"> ■ Frontal ■ CRS-based assessment ■ Vehicle based assessment
Whiplash	<ul style="list-style-type: none"> ■ static front / rear ■ dynamic (3 pulses) ■ AEB City 		<ul style="list-style-type: none"> ■ static ■ dynamic (1 pulse) 	
Other	<ul style="list-style-type: none"> ■ Assistance systems: SBR, SAS, ESC, AEB, ... 			

Figura 55 - NCAP-Teste na Europa e América. Fonte: Reuter, 2013.

	JNCAP	C-NCAP	KNCAP	ASEAN NCAP	ANCAP
Full Width
ODB / SOB
MDB
Pole
Rollover		■ Curtain Airbag	■ SSF		■ Roof crush
Pedestrian	■ Flex PLI ■ Headforms		■ EEVC Legform ■ Flex PLI ■ Upper Legform ■ Headforms		■ EEVC Legform ■ Upper Legform ■ Headforms
Child Safety				■ Frontal ■ CRS-based assessment ■ Vehicle based ass.	■ Frontal (no assessment)
Whiplash	■ dynamic (1 pulse)	■ dynamic (1 pulse)	■ static ■ dynamic (1 pulse)		■ static ■ dynamic (1 pulse)
Other	■ Brakes ■ Usability rear belts ■ SBR	■ ESC ■ SBR	■ Brakes ■ FCWS, ACC, AEBs, LDWS, SBR, eCall, SLD		■ Assistance systems

Figura 56 - NCAP-Teste na Ásia e Austrália. Fonte: Reuter, 2013.

Figura 57 - Procedimento de teste para proteção de pedestre conforme EuroNCAP (modificado de Reuter, 2013).

Baseado em métricas comparativas, normas e regulamentações existentes em 2012 quanto à segurança dos veículos, pode-se dividir o mercado consumidor de veículos em 3 grupos, conforme Figura 58, Figura 59 e Figura 60.

Métricas Comparativas

Regulamentações

Euro NCAP

- **Proteção de ocupante adulto**
 - Frontal
 - Lateral
 - Poste
 - Contato de joelho
 - Whiplash
- **Proteção de ocupante criança**
 - Frontal
 - Lateral
 - Instalação de cadeirinha
- **Proteção de pedestre**
- **Assistência em segurança**

EU

- 78/2009
- 631/2009

ECE

- R13H ESC
- R21
- R94 FRONTAL
- R95 LATERAL

Figura 58 - Métricas comparativas, normas e regulamentações para união européia (modificado de Resta, 2013).

Métricas Comparativas

Regulamentações

Figura 59 – Métricas comparativas, normas e regulamentações para Canadá, Estados Unidos e América Latina (modificado de Resta, 2013).

Métricas Comparativas

Regulamentações

Figura 60 - Métricas comparativas, normas e regulamentações para ásia-pacífico (modificado de Resta, 2013).

O veículo em desenvolvimento no Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas deverá ser elétrico. Entretanto normas e procedimentos para tais veículos estão na sua infância, tendo em vista que a aplicação em massa desta tecnologia em veículos de passageiros é recente.

Os veículos elétricos podem apresentar os mesmos problemas de segurança dos automóveis convencionais, mas também alguns problemas particulares, Guibin e Yingnan, 2012. Sua segurança peculiar pode ser vista a partir dos seguintes aspectos:

- Grande quantidade de energia no interior do veículo, seu sistema tem potencial perigo mecânico para a segurança de toda a estrutura, passageiros e terceiros.
- Alta energia no interior do veículo apresenta perigos potenciais (explosão causada por extrusão, fogo resultante de curto-circuito, derrame de eletrólito, e outros).
- Risco de choque elétrico devido ao sistema de alta voltagem.
- Perigos causados por trabalhos normais tais como operação, uso, movimento etc., que podem ser diferentes de veículos convencionais.

Para evitar tais potenciais danos e perigos, projetistas, pesquisadores e fabricantes de veículos elétricos estão se esforçando para desenvolver e produzir estes veículos focando na segurança ativa e passiva.

Algumas normas e regulamentações de segurança relacionados a veículos elétricos podem ser vistos no Japão e nos EUA.

A norma FMVSS 305, dos Estados Unidos, é aplicada a carros, ônibus, trucks com classificação de peso bruto, do inglês “*gross vehicle weight rating – (GVWR)*”, de 4.536 kg ou inferior que usam componentes elétricos com voltagem de trabalho superior a 60 volts de corrente contínua ou 30 volts de corrente alternada, e pode atingir velocidade superior a 40 km/h.

Os testes de impacto exigidos pela FMVSS 305, ver Figura 61, são:

- 1) Impacto frontal contra barreira rígida a 48 km/h com ângulos 0° e $\pm 30^\circ$;
- 2) Impacto traseiro com barreira móvel a 80 km/h (FMVSS 301);
- 3) Impacto lateral com barreira deformável a 54 km/h (FMVSS 214).

Após cada teste de impacto o veículo deve ser capotado de forma estática em ângulos de 90° subsequentemente.

Figura 61 - Testes de impacto para veículos elétricos, FMVSS 305 (modificado de Reuter, 2013).

Os requisitos da norma são:

- No máximo 5 litros de eletrólito podem derramar das baterias;
- Não deve haver evidência de vazamento de eletrólito no interior do compartimento dos passageiros;
- Todos os componentes do sistema de armazenamento/conversão de energia elétrica devem ser fixados no veículo;
- Nenhum componente do sistema de bateria que está localizado fora do compartimento dos passageiros deverá entrar neste compartimento;

- Isolamento elétrico deve ser maior ou igual a:
 - 500 ohms/V para todas as fontes de corrente contínua (DC) de alta voltagem sem isolamento de monitorização e para todas as fontes de corrente alternada (AC) de alta voltagem;
 - 100 ohms/V para todas as fontes de alta voltagem de corrente contínua (DC) com monitoramento contínuo de isolamento elétrico;
- A voltagem da fonte de voltagem (Vb, V1, V2) deve ser inferior ou igual a 30 VAC para AC componentes ou 60 VDC para DC componentes.

3.4. Impacto Frontal – ECE R94 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta regulamentação se aplica a veículos categoria M1 com massa total admissível não superior a 2500 kg, outros veículos podem ser homologados por esta regulamentação a pedido do fabricante.

Procedimento de teste:

- Sobreposição da barreira de 40 % $\pm$ 20 mm com velocidade de impacto de 56 km/h, Figura 62;
- Barreira deformável, Figura 63;
- Instalação de 2 manequins do tipo híbrido III 50% nos assentos frontais para verificação dos critérios de lesões;
- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga. O tanque de combustível deve estar cheio com água de massa igual a 90% da massa de uma carga completa de combustível, com tolerância de 1%. Todos os outros sistemas (de freio, de arrefecimento, e outros) podem estar vazios, neste caso, a massa dos líquidos deve ser cuidadosamente compensada.

Figura 62 - Posicionamento da Barreira Impacto Frontal conforme ECE R94.

Figura 63 - Barreira Deformável de Impacto Frontal (modificado de ECE R94, 2013).

Requisitos Biomecânicos:

- O critério de desempenho para cabeça (*“Head Performance Criterion – HPC”*) não pode exceder 1000 para intervalo de tempo de 36 ms, calculado da mesma forma que o *HIC* que será explicado no Capítulo 4. Também a aceleração resultante da cabeça não deve exceder 80 g por mais de 3 ms;
- Os critérios para cargas no pescoço são três. O momento fletor do pescoço não pode exceder 57 Nm, em extensão no eixo y. E as forças axiais e cortantes são determinadas de acordo com sua duração, Figura 64 e Figura 65;
- O critério de compressão do tórax (*“Thorax Compression Criterion – ThCC”*) não deve exceder 50 mm;
- O critério viscoso (*“viscous criterion – V*C”*) do tórax não deve exceder 1 m/s. O *V*C* é calculado pelo produto, instantâneo, da compressão e da taxa de deflexão do esterno;
- O critério de força no fêmur (*“Femur Force Criterion – FFC”*) não deve exceder o critério de desempenho descrito pela curva força vs. tempo, Figura 66;
- O critério de força na tíbia (*“Tibia Compression Force Criterion – TCFC”*) não deve exceder 8 kN;
- O índice de tíbia (*“Tibia Index – TI”*) medido e calculado para a base e para o topo de cada tíbia não deve exceder 1,3, seu cálculo será demonstrado no Capítulo 4;
- O movimento das juntas deslizantes dos joelhos não deve exceder 15 mm.

Um requisito estrutural que visa minimizar a possibilidade de lesão ao condutor do veículo é o deslocamento residual do volante, medido no centro do cubo do volante, não deve exceder 80 mm no sentido vertical ascendente e 100 mm no sentido horizontal para trás.

Figura 64 - Critério de tensão no pescoço (modificado de ECE R94, 2013).

Figura 65 - Critério de cisalhamento no pescoço (modificado de ECE R94, 2013).

Figura 66 - Força axial no fêmur (modificado de ECE R94, 2013).

3.5. Impacto Frontal – ECE R12 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta regulamentação se aplica ao comportamento do sistema de direção de veículos a motor da categoria M1 e aos veículos da categoria N1, com massa máxima admissível inferior a 1500 kg.

Procedimento de teste:

- Velocidade do veículo no instante do impacto 48,3 km/h, Figura 67;
- Barreira rígida indeformável a 0°;
- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga. O tanque de combustível deve estar cheio com líquido não inflamável de densidade entre 0,7 e 1, que represente a massa igual a 90% da massa de uma carga completa de combustível. Todos os outros sistemas (de freio, de arrefecimento, e outros) podem estar vazios, neste caso, a massa dos líquidos deve ser cuidadosamente compensada.

Figura 67 - Impacto frontal contra barreira rígida (modificado de Matsumoto, 2010).

Requisito Estrutural:

A parte superior da coluna de direção e sua haste não devem deslocar-se para trás, horizontal e paralelamente ao eixo longitudinal do veículo, mais de 127 mm e também não mais do que 127 mm verticalmente para cima, ambas as dimensões são consideradas em relação a um ponto do veículo não afetado pelo impacto.

3.6. Impacto Lateral – ECE R95 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta regulamentação se aplica ao comportamento em colisão lateral da estrutura do habitáculo de veículos das categorias M1 e N1 em que o ponto "R" do banco mais baixo não está mais do que 700 mm do nível do solo, quando o veículo está na condição correspondente à massa de referência (que é a massa do veículo sem carga e acrescida de 100 kg referente à massa do manequim de teste e sua instrumentação).

Procedimento de teste:

- Velocidade de impacto da barreira, 50 km/h;
- Barreira deformável com 950 ± 20 kg que deve impactar o veículo a 90° , Figura 68;
- O plano longitudinal vertical médio da barreira móvel deformável deve coincidir, ± 25 mm de tolerância, com um plano vertical transversal que passa pelo ponto "R" do banco da frente do lado do veículo que sofre o impacto;
- O impactador da barreira deve estar a 300 ± 5 mm acima da linha de solo, medição realizada na aresta inferior do plano frontal inferior do impactador antes do impacto;

- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga. O tanque de combustível deve estar cheio com água de massa igual a 90% da massa de uma carga completa de combustível, com tolerância de 1%. Todos os outros sistemas (de freio, de arrefecimento, e outros) podem estar vazios, neste caso, a massa dos líquidos deve ser cuidadosamente compensada.
- A massa do manequim e sua instrumentação são de 100 kg, sendo que o manequim ES-2 tem $72 \text{ kg} \pm 1,2 \text{ kg}$. As dimensões e massas do manequim de impacto lateral representam o percentil 50% da população masculina adulta sem antebraços.

Figura 68 - Posicionamento da Barreira Impacto Lateral conforme ECE R95, 2011.

Requisitos Biomecânicos:

- O critério de desempenho para cabeça (“*Head Performance Criterion – HPC*”) não pode exceder 1000 para intervalo de tempo de 36 ms, calculado da mesma forma que o *HIC* que será explicado no Capítulo 4;
- O critério de desempenho para o tórax deve ser:
 - Critério de deflexão da costela (“*Rib Deflection Criterion – RDC*”) menor ou igual a 42 mm;
 - Critério dos tecidos moles (“*Soft tissue criterion – VC*”) menor ou igual a 1,0 m/s;

- O critério de desempenho da pélvis é em relação ao pico de força na sínfise púbica (“*Pubic Symphysis Peak Force – PSPF*”) que deve ser menor ou igual a 6 kN;
- O critério de desempenho do abdômen é medido pelo pico de força no abdômen (“*Abdominal Peak Force – APF*”) que deve ser menor ou igual a 2,5 kN interna (equivalente a uma força externa de 4,5 kN).

3.7. Impacto Traseiro – ECE R32 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta regulamentação se aplica ao comportamento da estrutura do habitáculo de veículos quando submetidos a impactos traseiros.

Procedimento de teste:

- Velocidade de impacto da barreira, 35 a 38 km/h;
- Barreira móvel rígida com massa de 1100 ± 20 kg, Figura 69;
- À distância ao solo à parte inferior da superfície frontal impactadora dever ser de $175 \text{ mm} \pm 25 \text{ mm}$;
- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga. O tanque de combustível deve estar cheio com líquido de densidade próxima ao do combustível usado, que represente a massa igual a 90% da massa de uma carga completa de combustível. Todos os outros sistemas (de freio, de arrefecimento, e outros) podem estar vazios, neste caso, a massa dos líquidos deve ser cuidadosamente compensada.

Figura 69 - Ensaio de impacto traseiro do veículo conforme ECE R32.

Requisitos Estruturais:

- Medindo o espaço longitudinal residual, dever ser determinado o deslocamento longitudinal da projeção vertical no assoalho dos pontos “R” do último assento traseiro em relação ao ponto de referência, situado em área estrutural do veículo que não sofra deformações com a execução do ensaio. Este deslocamento longitudinal não deve exceder 75 mm;
- Após o ensaio nenhum elemento rígido dentro do compartimento de passageiros deve apresentar risco de lesões sérias para os ocupantes;
- As portas laterais do veículo não devem se abrir por efeito do impacto;
- Depois do impacto deve ser possível a abertura de um número suficiente de portas para permitir a evacuação de todos os ocupantes sem que haja necessidade do uso de ferramentas.

3.8. Impacto Frontal, Lateral e Traseiro – ECE R34 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta regulamentação é necessária para a homologação de veículos das categorias M, N e O1, em relação ao tanque para combustível líquido no que diz respeito à prevenção dos riscos de incêndio em caso de uma colisão frontal e/ou lateral e/ou traseira. Os procedimentos de teste requeridos por esta regulamentação se assemelham aos três procedimentos de impacto descritos anteriormente, frontal ECE R94, lateral ECE R95 e traseiro ECE R32, mas com algumas peculiaridades.

- Impacto Frontal.

Neste caso, ao invés de utilizar-se uma barreira móvel deformável para impactar o veículo conforme ECE R94, o procedimento de teste requer que o veículo seja impactado contra uma barreira fixa e rígida. A velocidade de colisão do veículo contra a barreira deve estar entre 48,3 km/h e 53,1 km/h.

- Impacto Lateral.

Procedimento de teste realizado conforme a regulamentação ECE R95.

- Impacto Traseiro.

Procedimento de teste realizado conforme a regulamentação ECE R32.

Os requisitos desta regulamentação são:

- Não deve ocorrer mais do que um leve vazamento de líquido na instalação de combustível na colisão.
- Caso exista um vazamento contínuo na instalação de combustível após a colisão, a taxa de vazamento não deve exceder 30 g/min.
- Não deve existir fogo alimentado por combustível de qualquer natureza.
- Durante e após o impacto, a bateria deve ser mantida na posição por meio de seus dispositivos de fixação.

3.9. Impacto Frontal – FMVSS 208 – Procedimento de Teste e Requisitos

O objetivo desta norma é reduzir o número de mortes de ocupantes de veículos, e da gravidade dos ferimentos, especificando os requisitos de resistência ao impacto do veículo em termos de forças e acelerações medidas em manequins antropomórficos em acidentes de colisão, e também especificando os requisitos dos equipamentos dos sistemas de retenção ativa e passiva. Pode-se dividir esta norma em duas partes dependendo do manequim empregado, Figura 70:

- 1) Manequim que representa 50% das características físicas mais comuns da população adulta masculina;
- 2) Manequim que representa 5% da população adulta feminina.

Figura 70 - Testes de impacto frontal conforme FMVSS 208 (modificado de Reuter, 2013).

Procedimento de teste com manequim 50% masculino:

- Com cinto de segurança.
 - Velocidade do veículo no instante do impacto de 56 km/h;
 - Barreira rígida;
 - Veículo deve impactar a barreira perpendicularmente.
- Sem cinto de segurança.
 - Velocidade do veículo no instante do impacto de 32 a 40 km/h;
 - Barreira rígida;
 - Veículo deve impactar a barreira com ângulo de 30°.

Procedimento de teste com manequim 5% feminino:

- Com cinto de segurança.
 - Barreira rígida;
 - Velocidade do veículo no instante do impacto de 56 km/h;
 - Veículo deve impactar a barreira perpendicularmente com variação máxima de $\pm 5^\circ$.

- Barreira deformável;
 - Velocidade do veículo no instante do impacto de 40 km/h;
 - Veículo deve impactar a barreira com sobreposição de 40%.
- Sem cinto de segurança.
 - Velocidade do veículo no instante do impacto de 32 a 40 km/h;
 - Barreira rígida;
 - Veículo deve impactar a barreira perpendicularmente com variação máxima de $\pm 5^\circ$.

Requisitos Biomecânicos para manequim 50% masculino – barreira rígida:

- O critério de lesão de cabeça (“*Head Injury Criteria – HIC*”) não pode exceder 700 para intervalo de tempo de 15 ms, o cálculo do *HIC* que será explicado no Capítulo 4;
- A aceleração resultante no tórax, não deve exceder 60 g, com exceção de intervalos cuja duração total não seja superior a 3 ms;
- Deflexão de peito, à compressão do esterno em relação à coluna vertebral não deve exceder 63 mm;
- A força máxima axial no fêmur não deve exceder 10 kN;
- Para pescoço a força de cisalhamento (F_x), força axial (F_z) e momento de flexão (M_z) devem ser medidos na célula de carga superior do pescoço manequim. Assim calcula-se o índice N_{ij} que será demonstrado no Capítulo 4, sendo que este valor não deve exceder 1,0. Além disto, os valores de força de tração no pescoço devem estar abaixo de 4,17 kN e para força de compressão abaixo de 4,0 kN.

Requisitos Biomecânicos para manequim 50% masculino – barreira deformável:

- O critério de desempenho para cabeça (“*Head Injury Criteria – HIC*”) não pode exceder 1000 para intervalo de tempo de 36 ms, cálculo será explicado no Capítulo 4. Também a aceleração resultante da cabeça não deve exceder 80 g por mais de 3 ms;
- Para pescoço a força de cisalhamento (F_x), força axial (F_z) e momento de flexão (M_z) devem ser medidos na célula de carga superior do pescoço manequim. Assim calcula-se o índice N_{ij} que será demonstrado no Capítulo 4, sendo que este valor não

deve exceder 1,0. Além disto, os valores de força de tração no pescoço devem estar abaixo de 4,17 kN e para força de compressão abaixo de 4,0 kN;

- O critério de compressão do tórax (“*Thorax Compression Criterion – ThCC*”) não deve exceder 50 mm;
- O critério viscoso (“*viscous criterion – V*C*”) do tórax não deve exceder 1 m/s. O $V*C$ é calculado pelo produto, instantâneo, da compressão e da taxa de deflexão do esterno;
- O critério de força no fêmur (“*Femur Force Criterion – FFC*”) não deve exceder o critério de desempenho descrito pela curva força vs. tempo, Figura 66;
- O critério de força na tíbia (“*Tibia Compression Force Criterion – TCFC*”) não deve exceder 8 kN;
- O índice de tíbia (“*Tibia Index – TI*”) medido e calculado para a base e para o topo de cada tíbia não deve exceder 1,3, seu cálculo será demonstrado no Capítulo 4;
- O movimento das juntas deslizantes dos joelhos não deve exceder 15 mm.

Requisitos Biomecânicos para manequim 5% feminino – barreira rígida e deformável:

- O critério de lesão de cabeça (“*Head Injury Criteria – HIC*”) não pode exceder 700 para intervalo de tempo de 15 ms, o cálculo do *HIC* que será explicado no Capítulo 4;
- A aceleração resultante no tórax, não deve exceder 60 g, com exceção de intervalos cuja duração total não seja superior a 3 ms;
- Deflexão de peito, à compressão do esterno em relação à coluna vertebral não deve exceder 52 mm;
- A força máxima axial no fêmur não deve exceder 6,805 kN;
- Para pescoço a força de cisalhamento (F_x), força axial (F_z) e momento de flexão (M_z) devem ser medidos na célula de carga superior do pescoço manequim. Assim calcula-se o índice N_{ij} que será demonstrado no Capítulo 4, sendo que este valor não deve exceder 1,0. Além disto, os valores de força de tração no pescoço devem estar abaixo de 2,62 kN e para força de compressão abaixo de 2,52 kN.

3.10. Impacto lateral – FMVSS 214 – Procedimento de Teste e requisitos

Esta norma especifica os requisitos de desempenho dinâmicos e estáticos para assegurar a resistência ao impacto de estruturas laterais do veículo. Os requisitos dinâmicos aplicam-se aos automóveis de passageiros e veículos polivalentes de passageiros, caminhões e ônibus com GVWR de 4.536 kg (10.000 lb) ou menos e os requisitos estáticos para automóveis de passageiros e veículos polivalentes de passageiros, caminhões e ônibus com GVWR de 2.722 kg (6.000 lb) ou menos. Será descrito somente o procedimento e requisitos do teste dinâmico.

Procedimento de teste barreira móvel deformável:

- Velocidade de impacto da barreira, 54 km/h em um ângulo de 27°;
- Barreira móvel deformável com massa de 1368 kg, Figura 71;
- O impactador da barreira deve estar a 279 mm acima da linha de solo, medição realizada na aresta inferior do plano frontal inferior do impactador antes do impacto;
- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga.
- Os manequins utilizados podem ser conforme umas das duas seguintes combinações: no assento frontal o ES-2re de percentil 50% masculino e no assento traseiro o SID-IIs de percentil 5% feminino, posicionados no lado do impacto.

Figura 71 - Posicionamento da Barreira Conforme FMVSS 214.

Requisitos Biomecânicos para ES-2re 50%:

- O critério de desempenho para cabeça (*"Head Injury Criteria – HIC"*) não pode exceder 1000 para intervalo de tempo de 36 ms, o cálculo será explicado no Capítulo 4;
- A deflexão de qualquer uma das costelas superior, mediana e inferior não exceder 44 mm;
- A soma das forças frontal, média e posterior do abdômen não deve exceder 2.500 N;
- A força na sínfise púbica não deve exceder 6.000 N.

Requisitos Biomecânicos para SID-IIs 5%:

- O critério de desempenho para cabeça (*"Head Injury Criteria – HIC"*) não pode exceder 1000 para intervalo de tempo de 36 ms;
- A aceleração resultante na região inferior da coluna não deve exceder 82 g;

- A soma das forças do acetábulo e íliaca pélvicos não deve exceder 5.525 N.

Procedimento de teste poste rígido:

- Velocidade de impacto do veículo contra o poste deve ser de 32 km/h em um ângulo de $75^\circ \pm 3^\circ$;
- O poste deve ser rígido e com diâmetro de 254 ± 6 mm;
- O veículo deve impactar o poste alinhado com uma linha de referência que passa pelo centro de gravidade da cabeça do manequim, Figura 72;
- A massa do veículo deve ser em ordem de marcha, sem ocupantes e sem carga.
- O manequim a ser utilizado no assento frontal do lado do impacto é o SID-IIIs ou o ES-2re.

Figura 72 - Ilustração do impacto lateral contra poste oblíquo (modificado de National Highway Traffic Safety Administration, 2007).

Requisitos Biomecânicos:

São os mesmos requisitos para os manequins ES-2re e SID-IIIs descritos para o teste de impacto lateral contra barreira móvel deformável.

3.11. Impacto frontal, traseiro e lateral – FMVSS 301 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta norma especifica os requisitos para a integridade dos sistemas de combustível de veículos a motor. O objetivo desta norma é reduzir as mortes e lesões que ocorrem a partir de incêndios que resultam de derrame de combustível durante e após acidentes com veículos automotores, e resultantes da ingestão de combustíveis. Esta norma aplica-se aos veículos de passageiros e veículos de passageiros de multiuso, caminhões e ônibus que têm um GVWR de 4.536 kg ou menos e usam combustível com um ponto de ebulição acima de 0°C, e os ônibus escolares que têm um GVWR maior do que 4.536 kg e utilizam combustíveis com um ponto de ebulição acima de 0°C.

Por esta norma os veículos devem ser submetidos a teste de impacto frontal, lateral e traseiro e, verifica-se a integridade dos sistemas de combustíveis. O sistema de combustível é abastecido de 90 a 95% de sua capacidade máxima.

Procedimento de teste para Impacto Frontal

Neste procedimento o veículo com velocidade longitudinalmente de 48 km/h impacta uma barreira rígida e fixa que é perpendicular à linha de centro veículo, ou em qualquer ângulo de até 30° em qualquer direção a partir da linha perpendicular à linha de centro do veículo, Figura 73. Manequins de percentil 50% são posicionados nos assentos da frente.

Figura 73 - Impacto frontal contra barreira rígida conforme FMVSS 301 (modificado de NHTSA 2007).

Procedimento de teste para Impacto Traseiro

Neste procedimento o veículo é impactado pela traseira por uma barreira deformável em movimento com velocidade de $80 \pm 1,0$ km/h com sobreposição de 70%, com manequins de percentil 50% instalados nos assentos da frente. A barreira é a mesma utilizada no impacto lateral de acordo com a norma FMVSS 214, Figura 74.

Figura 74 - Impacto traseiro com sobreposição de 70% conforme FMVSS 301 (modificado de NHTSA 2007).

Procedimento de teste para Impacto Lateral

Neste procedimento o veículo é impactado lateralmente em ambos os lados por uma barreira deformável movendo-se a $53 \pm 1,0$ km/h, com manequins de percentil 50% instalados nos assentos da frente. As condições de teste e a barreira são os mesmos descritos na norma FMVSS 214, Figura 75.

Figura 75 - Posicionamento da Barreira Conforme FMVSS 214.

Requisitos:

Nesta norma é monitorado o vazamento de combustível em duas condições:

- Vazamento de combustível durante o evento de colisão contra barreira;
- Vazamento de combustível durante teste de capotamento estático.

1) Vazamento de combustível durante o evento de colisão contra barreira:

O vazamento de combustível em qualquer teste de colisão contra barreira fixa ou móvel não deve exceder 28 gramas por peso de combustível do instante do impacto até que o movimento do veículo pare, e não deve exceder um total de 142 gramas por peso de combustível, no período de 5 minutos após o término do movimento. Para o período posterior de 25 minutos, o derramamento de combustível durante qualquer intervalo de um minuto não pode exceder 28 gramas por peso de combustível.

2) Vazamento de combustível durante teste de capotamento estático:

Após cada teste de impacto o veículo deve ser capotado de forma estática em ângulos de 90° subsequentemente por um período de 5 minutos, Figura 76. Nestes 5 minutos de cada estágio, o vazamento de combustível não pode exceder 142 gramas por peso de combustível.

Figura 76 - Capotamento estático conforme FMVSS 301.

3.12. Resistência do teto ao esmagamento – FMVSS 216 – Procedimento de Teste e Requisitos

Esta norma estabelece a resistência requerida para o teto de veículos de passageiros, tendo como propósito reduzir o número de vítimas fatais e lesões ocasionadas pela intrusão do teto no compartimento dos passageiros em acidentes de capotamento. Aplica-se esta norma a carros de passageiros, caminhões e ônibus com massa bruta total de até 2.722 kg.

O equipamento de teste é composto por um bloco rígido (não deformável), com superfície retangular de 762 mm por 1829 mm, que não deve se mover mais que 127 mm, distância esta medida da superfície inferior do bloco rígido em sua posição inicial até a localização final do mesmo após a força específica ser aplicada. Esta força se refere a 1,5 vezes o peso do veículo, mas não deve exceder 22.240 N. O lado esquerdo e direito da parte frontal do teto necessitam ser capaz de atingir o requerimento, ter deformação inferior a 127 mm. O veículo deve ser colocado sobre uma superfície horizontal rígida e o mesmo deve ser fixado rigidamente pelo seu chassi. Os vidros do veículo devem estar fechados e as portas trancadas.

A força deve ser aplicada perpendicularmente a superfície inferior do bloco rígido em sentido para baixo a uma velocidade inferior a 13 mm/s até atingir a força requerida. O teste deve ser completado em 120 s. O bloco precisa ser guiado em seu movimento, para não propiciar rotação do mesmo, e orientado conforme Figura 77 e Figura 78. O bloco rígido faz um ângulo de 5° em vista lateral com a horizontal, ao mesmo tempo tem um ângulo de 25° em

vista frontal. O ponto inicial de contato, ou centro da área inicial de contato, está a 254 mm atrás do ponto mais à frente da superfície inferior do bloco.

Figura 77 - – Orientação do dispositivo de teste segundo a norma FMVSS 216 (modificado de NHTSA, 2005).

Figura 78 - Localização e aplicação do dispositivo de teste no teto do veículo segundo a norma FMVSS 216 (modificado de NHTSA, 2005).

Como explicitado anteriormente, existem diferentes normas e regulamentações referentes à capacidade da estrutura dos veículos em proteger os ocupantes e minimizar os

traumas e lesões aos passageiros e pedestres devido a colisões que diferem por regiões do mundo ou de país para país em específico. Além disto, existem os programas de avaliações veiculares que são desenvolvidos por instituições independentes, seus resultados conhecidos como métricas de comparação, e também variam por região ou país em que atuam. As normas e regulamentações especificam os requisitos mínimos que um veículo deve atender para que possa ser homologado e comercializado em determinada região do globo ou país, sendo que caso estes não sejam atingidos o veículo é impedido de ser comercializado nestes mercados.

Por outro lado, os programas de avaliações são procedimentos pelos quais os veículos são submetidos para verificar também a capacidade das estruturas veiculares em absorver e gerenciar as energias provenientes de impactos e também são mensuradas as possíveis lesões e níveis destas em ocupantes e pedestres. Assim os veículos são classificados em mais ou menos seguros para os ocupantes e pedestres, e esta classificação em países onde os mercados prezam por segurança veicular é uma forma de o consumidor comparar os veículos quando a segurança e ajuda na tomada de decisão por um ou outro veículo.

De maneira resumida, as normas e regulamentações existentes determinam requisitos que os veículos necessitam atender para que possam ser comercializados em determinada região e/ou país, e as métricas para consumidores são procedimentos de testes veiculares aos quais os veículos são submetidos sendo que os resultados destes testes são responsáveis por classificar o desempenho dos diferentes tipos de veículos quanto sua segurança para passageiros e para pedestres.

Em diversos países pesquisas envolvendo acidentes veiculares são amplamente realizados com o intuito de identificar os casos mais comuns de colisões e suas consequências na área da saúde e financeira. Estes dados estatísticos ajudam os governos a aprimorar suas normas e regulamentações veiculares.

Um exemplo recente, estudos realizados nos EUA originaram mais um procedimento ao qual os novos veículos possivelmente deverão ser submetidos nos próximos anos para torná-los mais seguros para passageiros, este procedimento de teste é denominado “*Small Overlap*”. Conforme publicação distribuída pela Administração Nacional de Segurança de Tráfego nas Estradas dos Estados Unidos, NHTSA, 2011, colisões frontais ainda representam a maior proporção de colisões de veículos que produzem lesões graves e fatalidades. Também baseado em estudos desenvolvidos por Lindquist, Hall, e Björnstig, 2004, aproximadamente metade (48%) das mortes de passageiros com cinto de segurança em colisões frontais ocorreram na configuração de pequena sobreposição (20%), do inglês “*Small Overlap*”, onde o caminho de

carga pelo conjunto motor e transmissão até o painel de instrumentos frontal do veículo não está presente.

Estudos realizados por Sherwood, Nolan, e Zuby, 2009, mostraram que motoristas em colisões de pequena sobreposição são mais susceptíveis a serem gravemente feridos devido à intrusão ao compartimento do ocupante. Concluíram ainda haver uma forte relação entre a magnitude da intrusão e a severidade das lesões.

Todavia, no Brasil necessitamos de um banco de dados dos principais tipos de traumas e lesões decorrentes de colisões veiculares, bem como dados que indiquem o tipo de colisão que ocorreu, velocidade do veículo ou veículos envolvidos, condições do pavimento, condições ambientais, vítimas envolvidas entre outros. Somente com estes dados e outros mais o governo, instituições independentes ou pesquisadores poderão desenvolver estudos estatísticos quanto às colisões veiculares e propor normas e regulamentações que possam reduzir estes eventos e, além disto, minimizar os traumas e lesões em passageiros e pedestres.

Nos Estados Unidos se tem um excelente exemplo de como captar, manter e utilizar os dados decorrentes de acidentes veiculares, o Sistema de Amostragem Automotiva focado em dados de Crashworthiness (*“National Automotive Sampling System – Crashworthiness Data System, NASS-CDS”*), além disto, existe o sistema de Classificação de Deformação da Colisão (*“Collision Deformation Classification – CDC”*). Este último sistema é útil na análise dos dados provenientes dos arquivos da NASS ou dos arquivos do Canadá, pois a junção dos dois sistemas ajuda na melhor compreensão dos tipos e severidades das colisões.

Por volta de 1950, quando a análise científica de colisões de veículos automotores estava iniciando, os pesquisadores procuravam métodos para descrever o caráter e severidade dos danos aos veículos. Inicialmente, eles começaram a categorizar fotografias de veículos danificados similarmente e desenvolveram um esquema de codificação simplificado denominado Índice de Danos em Veículos, do inglês *“Vehicle Damage Index – VDI”*. Posteriormente este índice foi refinado, e nos dias de hoje é o denominado CDC, CDC, 2007.

A classificação de deformação da colisão é composta por um alfanumérico de 7 dígitos de codificação como por exemplo “12FDEW-1”, esta sequência pode ser interpretada examinando o significado de cada conjunto de variáveis, ver Figura 79.

Figura 79 - CDC-Código de sete caracteres (modificado de Hendricks, 1981).

Existe entre as colunas uma relação que expressa à direção da força, o padrão dos danos e a característica do veículo, ver Figura 80.

COLUNAS —	1	2	3	4	5	6	7
	—	—	—	—	—	—	—
	DIREÇÃO RESULTANTE DA FORÇA QUE PRODUZIU O PADRÃO DE DANO		DESCRIÇÃO DO PADRÃO DOS DANOS				INDICADOR TOTAL DO ESMAGAMENTO SUPORTADO PELO VEÍCULO

Figura 80 - Relação de informação entre as colunas (modificado de Hendricks, 1981).

No exemplo "12" é um valor no sentido horário que define a direção da força principal. O "12" representa uma força a partir da frente diretamente trás do veículo. Essa direção da força ocorreria em uma colisão frontal típica. Um valor de "06" indicaria uma força diretamente da parte traseira para frente. Isto tipicamente ocorre em um impacto traseiro. Por sua vez, "03" representa uma força de impacto da direita e "09" representa uma força da esquerda, ver Figura 81.

Figura 81 - Direção da força principal (modificado de Hendricks, 1981).

"F" descreve a localização geral da zona diretamente afetada ou a localização da deformação. Este dano direto pode existir para a extremidade frontal (F), o lado direito (R), o lado de trás (B) ou para a esquerda (L), e assim por diante, ver Figura 82.

Figura 82 - Localização da Deformação (modificado de Hendricks, 1981).

"D" descreve a localização específica longitudinal ou lateral do dano direto dentro do local de deformação especificado anteriormente. O "D", informa que o dano é amplamente distribuído em toda a parte frontal ou lateral do veículo, neste caso frontal, pois se tem "12FDEW-1". Se o dano acontece em uma região mais estreita pode ser alterada para "L", referindo-se neste caso a porção esquerda da extremidade dianteira, ou "C" para o centro da parte frontal, ou "R" para a porção direita da extremidade frontal, ver Figura 83.

Figura 83 - Especificação da localização longitudinal ou lateral da deformação (modificado de Hendricks, 1981).

"E" descreve a posição vertical geral do dano direto. "E" representa uma situação onde houve contato no para-choque e grade do veículo ou tudo abaixo da linha "belt line", ver Figura 84 e Figura 85.

Localização	Classificação
Distribuída – lados ou frente (ou traseira)	D
Lado esquerdo – frente ou traseira	L
Centro – frente ou traseira	C
Lado direito – frente ou traseira	R
Região frontal – lado esquerdo ou direito	F
Região central – lado esquerdo ou direito	P
Região traseira – lado esquerdo ou direito	B
Laterais ou Frente (ou Traseira) – F+P ou L+C	Y
Laterais ou Frente (ou Traseira) – B+P ou R+C	Z

Figura 84 - Localização vertical do dano – Impacto frontal, traseiro ou lateral (modificado de Hendricks, 1981).

Localização Vertical – Impacto frontal, traseiro ou lateral	Classificação
Todo	A
Superior do chassi até o teto do veículo	H
Tudo abaixo da “belt line”	E
“Belt line” e acima	G
Média – superior do chassi até a “belt line” ou capô	M
Chassi – superior do chassi, chassi, inferior do chassi (incluindo assoalho)	L
Abaixo do nível do assoalho (rodas e pneus somente)	W

Figura 85 - Localização lateral do dano – Impacto na parte superior ou inferior (modificado de Hendricks, 1981).

O tipo de distribuição do dano é representado pelo sexto caractere, neste caso "W" indicaria uma ampla área de dano, ver Tabela 10. Pode-se ver que a codificação "E" se refere a contato com o canto do veículo.

Tabela 10 - Tipo de distribuição do dano (modificado de Hendricks, 1981).

Tipo	Classificação
Ampla área de dano	W
Estreita área de dano	N
Colisão lateral	S
Capotamento (incluir rolar para o lado)	O
Estruturas salientes	A
Canto (estende do canto até ≤ 16 in (410 mm))	E
Transposição no tipo de impacto (requer múltiplas CDC)	K
Sem deformação residual	U

O número "1" se refere à extensão geral ou a magnitude do esmagamento do veículo. Para impactos frontais a distância a partir do centro do para-choque dianteiro do veículo no sentido para trás até a parte inferior do para-brisa é dividido em cinco zonas. A sexta zona seria qualquer dano direto que penetrou no para-brisa. A zona 7 incluiria qualquer dano direto que se estende para além da parte superior do para-brisas, e assim por diante, ver Figura 86 que mostra a extensão da zona de deformação para um veículo de passageiros, para verificar a extensão das zonas de deformação para outros veículos consultar Hendricks, 1981.

Figura 86 - Zona de deformação para veículos de passageiros (modificado de Hendricks, 1981).

Portanto, o CDC é essencial na análise de dados dos arquivos do NASS do NHTSA ou dos dados recolhidos pelo Sistema de Transporte do Canadá. O sistema NASS pode ser acessado diretamente na internet, permitindo ao analista selecionar uma variedade de dados de colisões. Além disto, combinando o CDC com os códigos de Classificação de Lesão do Ocupante, do inglês “*Occupant Injury Classification – OIC*”, se permite analisar padrões de lesões específicos combinando o caráter dos danos do veículo e gravidade.

A seguir apresenta-se um fluxograma que poderia ser adotado para captação e posterior análise estatística dos acidentes veiculares que acontecem no trânsito brasileiro.

Figura 87 - Fluxograma para obtenção, armazenamento e utilização dos dados de acidentes veiculares.

O fluxograma demonstrado pode ser aprimorado e modificado, mas serve de exemplo de como um banco de dados completo poderia ajudar nos estudos que embasariam os órgãos regulamentadores brasileiros a propor e regulamentar normas referentes à segurança veicular de veículos automotores.

A área que trata das lesões ocorridas pelo efeito das cargas mecânicas, em especial cargas de impacto, sobre o corpo humano é a biomecânica. Em decorrência destas cargas mecânicas, uma região do corpo experimentará alterações mecânicas ou fisiológicas. Escalas anatômicas descrevem a lesão em termos de sua localização anatômica, tipo de lesão e severidade relativa. Existem muitos parâmetros propostos para classificar e quantificar as lesões, no Capítulo 4 serão demonstrados os mecanismos e os critérios de lesões avaliados nos ocupantes.

Para melhor compreensão da biomecânica envolvida em eventos de colisões veiculares, no capítulo seguinte serão demonstrados os mecanismos e critérios de lesões analisados para minimizar o risco de lesões aos ocupantes do veículo. Pois, em decorrência destas cargas de impacto, uma região do corpo experimentará alterações mecânicas ou fisiológicas. Bem como, se faz necessário o entendimento do tipo de lesão verificada em cada caso de impacto.

4. MECANISMOS E CRITÉRIOS DE LESÕES

A área que trata das lesões ocorridas pelo efeito das cargas mecânicas, em especial cargas de impacto, sobre o corpo humano é a biomecânica. Em decorrência destas cargas mecânicas, uma região do corpo experimentará alterações mecânicas ou fisiológicas. Estas alterações são denominadas respostas biomecânicas, Deshmukh, 2006.

Uma lesão ocorrerá se a resposta biomecânica for de tal natureza que o sistema biológico deforma além de um limite reparável, conseqüentemente resultando em dano para a estrutura anatômica e alterações nas funções normais do corpo. O mecanismo envolvido é chamado mecanismo de lesão e a severidade do ferimento resultante é denominada de severidade da lesão (do inglês “*injury severity*”).

Existem muitos parâmetros propostos para classificar e quantificar lesões. Escalas anatômicas descrevem a lesão de acordo com sua localização anatômica, tipo de lesão e severidade relativa. Por outro lado, os estudos referentes a critérios biomecânicos encontram-se dispersos na literatura. Por esta razão, no presente Capítulo tem-se um panorama dos mecanismos e critérios biomecânicos essenciais ao trabalho.

4.1. Mecanismos de lesão na cabeça

Existem três principais e diferentes tipos de lesões de cabeça produzidos por impacto direto ou por altas acelerações.

- Lesão no cérebro causada por impacto direto ou acelerações elevadas.
- Lesão no crânio causada por impacto direto.
- Dilacerações faciais, contusões e fraturas em ossos da face causados por impacto direto.

Os três tipos de lesões são mutuamente exclusivos, entretanto em impactos extremamente severos podem estar associados.

4.2. Critério de lesão na cabeça

Decorrente das diferentes propriedades dinâmicas do cérebro e do crânio, além de diferentes tipos e mecanismos de lesão, torna-se muito difícil um único critério de lesão para a cabeça.

- O crânio é uma casca rígida, composta de inúmeros finos ossos curvados que estão interligados e cobertos por uma fina pele, portanto um critério de força poderia ser usado para prever fraturas.
- O cérebro é um material visco-elástico, no qual forças de tração e cisalhamento causam danos, consequentemente uma aceleração como critério poderia ser usada.
- A face é um complexo de ossos finos e moldados cobertos por variadas espessuras de pele e músculo, assim um critério de força x intrusão poderia ser usado para prever fraturas e lesões faciais.

Estas diferentes características em conjunto com os vários tipos de impacto ocasionam inúmeros tipos de lesões, assim seriam necessários diversos critérios aplicados conjuntamente para avaliar a gravidade das lesões.

Estima-se que lesões de cabeça em acidentes automotivos representam cerca de 30% do total dos danos causados aos ocupantes, Milliaris et al., 1982. Embora muitos veículos atualmente possuam bolsas de ar e sistemas de retenção para os ocupantes, o que reduz o número e a severidade de lesões de cabeça, este tipo de lesão continua sendo o de maior incidência em acidentes automotivos.

No decorrer dos últimos 30 anos, considerável esforço tem sido aplicado para determinar os mecanismos de lesões de cabeça e seus critérios. Embora tenha se aprendido muito sobre estes traumas cranianos, o único critério de lesões amplamente usado é o critério de lesão de cabeça do inglês “*Head Injury Criterion (HIC)*”, que foi proposto há mais de 30 anos. HIC foi introduzido pela primeira vez com a curva de tolerância da universidade do estado de Wayne, originalmente do inglês “*Wayne State Tolerance Curve (WSTC)*”, que apresentou a relação entre o nível de aceleração e a duração do impulso com respeito aos traumas de cabeça, Figura 88. Isto foi demonstrado por Lissner et al., 1960, pela primeira vez.

Figura 88 – Curva de tolerância da universidade do estado de Wayne.

Demonstra-se pela curva WSTC, Figura 88, que a cabeça consegue suportar acelerações mais elevadas se o período de tempo em que estas ocorrem for pequeno. Todavia, mesmo para períodos reduzidos, existe um limite definido pela WSTC acima do qual há uma grande probabilidade de existir lesão no cérebro. A área abaixo da curva é considerada segura, e a área acima da curva está associada com lesões no cérebro e assim considerada não segura.

Gadd (1966) notou que se a curva WSTC fosse representada numa escala log-log obtinha-se uma linha reta com declive 2,5. Este resultado deu origem ao critério de lesão “*GSI – Gadd Severity Index*”, que pode ser designado por “*HSI – Head Severity Index*”. Sendo que o HSI é calculado por:

$$HSI = \int_0^T a^{2,5} dt \quad (4.1)$$

onde $2,5 \text{ ms} \leq T \leq 50,0 \text{ ms}$ e $a \text{ [g]}$ é a aceleração instantânea do centro de massa da cabeça. Se o valor do HSI exceder o valor de 1000 (em impacto direto) ou 1500 (sem impacto direto) espera-se graves lesões na cabeça.

Versace (1971) atentou que o WSTC foi desenvolvido para acelerações médias, assim qualquer comparação deveria ser feita usando o pulso de aceleração médio de interesse. Então ele foi o primeiro a propor o HIC, que foi posteriormente modificado pela NHTSA, 2001.

Apesar de o HIC ser criticado desde a sua inserção, ele é amplamente usado para medir o risco de lesões na cabeça e cérebro, Anderson, 2000. O HIC é usado para medir o potencial de lesão na cabeça e cérebro, resultante da aplicação de acelerações lineares. Este critério se baseia também no cálculo integral da aceleração, NHTSA, 2001, sua expressão é:

$$HIC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \left(\int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right) \right]^{2,5} \right\}_{max} \quad (4.2)$$

Sendo $a(t)$ [g] a aceleração calculada no centro de massa da cabeça e o intervalo $(t_2 - t_1)$ escolhido de forma a maximizar o termo entre as chaves da Equação (4.2), ou seja, é o intervalo de tempo onde o HIC é máximo.

Para o intervalo de cálculo $(t_2 - t_1)$ considera-se 15 ms para acidentes que envolvem contato direto e de 36 ms para acidentes que não envolvem contato direto da cabeça. Inicialmente, o valor limite máximo para o HIC era de 1000, independente do tamanho do manequim, acima deste valor eram esperadas graves e permanentes lesões na cabeça.

Todavia a NHTSA propôs alterar o tempo de intervalo máximo crítico. Atualmente o mais utilizado, de 36 ms para 15 ms, além de modificar os limites toleráveis para cada tamanho de manequim, Tabela 11, Eppinger et al., 1999.

Tabela 11 – Critério de lesão na cabeça para vários tamanhos de manequim.

	Híbrido III 50 th Masculino	Híbrido III 50 th Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
HIC36	1000	1000	1000	900	660
HIC15	700	700	700	570	390

Em 1969 John D. States apresentou à associação para o avanço da medicina automotiva, do inglês “*Association for the Advancement of Automotive Medicine – AAAM*”, a escala abreviada de lesões, do inglês “*Abbreviated Injury Scale (AIS)*”, para quantificar a severidade de uma lesão a cada área do corpo. É a escala de lesão mais utilizada a nível mundial sendo que sua última revisão é de 2005. A severidade é definida como a ameaça à vida ou não, baseada na incapacidade ou no dano. Na escala AIS, todo o ferimento maior do que AIS4 significa risco à vida. Os níveis de severidade AIS são explicados na Tabela 12.

Tabela 12 – Escala abreviada de lesões.

AIS	Nível de severidade
0	Sem lesão
1	Pequena
2	Moderada
3	Grave
4	Gravíssima
5	Risco à vida
6	Fatal
9	Desconhecida

A probabilidade de lesões dependendo do nível de severidade para o manequim deste estudo (Híbrido III 50th Masculino) é dada pelo conjunto de Equações (4.3) – (4.9), pois conforme o tamanho do manequim os valores são diferentes. Este conjunto de equações foi desenvolvido por Prasad e Mertz (1985).

$$AIS0 = 1.0 - \left[1 + \exp \left(\left(1.54 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.0065HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.3)$$

$$AIS1 = \left[1 + \exp \left(\left(1.54 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.0065HIC \right) \right]^{-1} - \left[1 + \exp \left(\left(2.49 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00483HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.4)$$

$$AIS2 = \left[1 + \exp \left(\left(2.49 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00483HIC \right) \right]^{-1} - \left[1 + \exp \left(\left(3.39 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00372HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.5)$$

$$AIS3 = \left[1 + \exp \left(\left(3.39 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00372HIC \right) \right]^{-1} - \left[1 + \exp \left(\left(4.9 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00351HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.6)$$

$$AIS4 = \left[1 + \exp \left(\left(4.9 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00351HIC \right) \right]^{-1} - \left[1 + \exp \left(\left(7.82 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00429HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.7)$$

$$AIS5 = \left[1 + \exp \left(\left(7.82 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00429HIC \right) \right]^{-1} - \left[1 + \exp \left(\left(12.24 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00565HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.8)$$

$$AIS6 = \left[1 + \exp \left(\left(12.24 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00565HIC \right) \right]^{-1} \quad (4.9)$$

Na Figura 89 está ilustrada a relação entre o HIC e a probabilidade de lesão para cada nível de severidade.

Figura 89 – Relação entre HIC e o nível de severidade da lesão AIS.

Analisando a Figura 89, a probabilidade de lesão em cada nível AIS correspondente a um dado valor de HIC é dada pela distância vertical entre duas curvas subsequentes em uma dada zona. Por exemplo, para HIC de 1000, a probabilidade de ocorrer uma lesão AIS3 é de 36%, também 36% de probabilidade de lesão AIS2, com 15% de probabilidade de AIS4, 10% de probabilidade AIS1, probabilidade muito pequena de ocorrer lesão AIS0 e AIS5, e probabilidade mínima de ocorrer lesão AIS6. Nota-se que com o aumento do HIC a probabilidade para níveis maiores aumenta e para níveis menores diminui.

4.3. Mecanismos de lesão no pescoço

O pescoço forma uma espécie de conexão flexível entre a cabeça e o tronco, e como tal fornece apoio estrutural para a cabeça sendo tanto rígido quanto flexível, permitindo a cabeça rotacionar lateral e verticalmente. O pescoço faz parte da coluna vertebral, compreendido entre as vértebras cervicais C1 e C7 (Figura 90), e contém os vasos sanguíneos que conduzem ao

cérebro e a via aérea respiratória principal (traqueia) e a entrada do aparelho digestivo (esôfago).

Figura 90 – Partes da coluna vertebral.

As principais lesões e traumas causados no pescoço estão diretamente relacionados com os traumas que ocorrem na coluna cervical, Silva, 2004.

Existem três principais tipos de traumas causados à coluna cervical:

- Fratura das vértebras cervicais e danos ou rompimento dos ligamentos dos tecidos que mantêm as vértebras juntas.
- Danos à medula espinhal, provocado pelo cisalhamento e flexão entre as vértebras cervicais, alongamento físico da medula espinhal ou influenciada diretamente pela fratura das vértebras.

- Lesão direta do impacto aos tecidos macios que contêm a traqueia com a laringe, esôfago e artérias e vias principais à cabeça e ao cérebro.

As lesões que ocorrem na parte superior da coluna cervical e em particular as que ocorrem na articulação crânio-vertebral, também designada por atlanto-occipital por ligar o atlas ou C1 aos côndilos occipitais, são consideradas como sendo mais graves e de maior risco à vida que as que ocorrem aos níveis inferiores (King e Viano, 2000). Caso um seccionamento total ou parcial ocorra na medula espinhal nesta região surgem deficiências muito graves e incapacitantes como a paraplegia e no pior cenário a morte.

Na Figura 91 descreve-se anatomicamente o movimento de cabeça e pescoço, que mostra a complexidade destes movimentos.

Figura 91 – Descrição anatômica dos movimentos da coluna cervical (modificado de McElhaney et al., 2002).

O modo usual de classificar os mecanismos de trauma no pescoço do ponto de vista da mecânica, e através da análise dos esforços, pode ser visto na Figura 92.

Figura 92 – Descrição de engenharia para as cargas no pescoço (modificado de McElhaney et al., 2002).

Os mecanismos de carregamentos descritos na Figura 92 podem ocorrer tanto na região do pescoço quanto na região lombar da coluna vertebral. No entanto, as lesões que causam mais risco à vida são as que ocorrem no pescoço.

4.4. Critérios de lesões no pescoço

Os traumas de pescoço são divididos em três devido ao tipo de carregamento:

- Cargas axiais – tração e compressão.
- Força cisalhante longitudinal.
- Momento fletor longitudinal – flexão (movimento da cabeça para frente) e extensão (movimento da cabeça para trás).

A força cisalhante F_x , força axial F_z , e momento fletor longitudinal M_y devem ser medidos na região superior do pescoço (côndilo occipital). Durante o evento de colisão do veículo, a força axial pode ser tanto tração quanto compressão enquanto o momento fletor M_{ocy} do côndilo occipital pode ser de flexão ou extensão. Conforme as condições de carregamento,

o critério de lesão no pescoço N_{ij} poderá ter 4 combinações: tração-extensão N_{te} , tração-flexão N_{tf} , compressão-extensão N_{ce} ou compressão-flexão N_{cf} .

A expressão para o cálculo do critério de lesão de pescoço é (Kleinberger et al., 1998):

$$N_{ij} = \frac{F_z}{F_{zc}} + \frac{M_{ocy}}{M_{yc}} \quad (4.10)$$

Os valores críticos de F_{zc} são 6806 N e 6160 N quando existe tração ou compressão no pescoço respectivamente, e os valores de M_{yc} são 310 Nm e 135 Nm quando existe um momento de flexão ou de extensão respectivamente. Estes valores críticos são para o manequim usado neste trabalho (híbrido III 50th masculino), no caso da utilização de outro manequim estes valores encontram-se na Tabela 13. Claro, os níveis de tolerância às lesões variam de um indivíduo para outro dependendo da idade e sexo.

Nenhuma das quatro combinações deve exceder 1,0 em qualquer instante de tempo durante todo o evento. Entretanto alguns autores admitem um valor máximo para o N_{ij} de 1,2, isto corresponde a um risco de 30% para um nível de severidade $AIS \geq 3$, com as Equações (4.11) – (4.14) sendo usadas para determinar a probabilidade de lesão para cada nível de severidade.

Tabela 13 – Valores críticos para o critério de lesão de pescoço para vários tamanhos de manequins conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001).

TAMANHO DO MANEQUIM	N _{ij} limites			
	Tensão (N)	Compressão (N)	Flexão (Nm)	Extensão (Nm)
12 meses CRABI	1460	1460	43	17
Híbrido III 3 anos	2120	2120	68	27
Híbrido III 6 anos	2800	2800	93	37
Híbrido III 5 th Adulto Feminino	4287	3880	155	67
Híbrido III 50 th Adulto Masculino	6806	6160	310	135

Além do critério de lesão, os valores de pico também devem estar abaixo de determinados valores, sendo que os valores toleráveis variam para cada indivíduo. O **pico de**

tração medido na região superior do pescoço não deve exceder 3300 N (Nyquist et al., 1980). O **pico de compressão** medido na mesma região não deve exceder 4000 N (Mertz et al., 1978).

Lesões no pescoço também podem ocorrer devido aos momentos fletores excessivos. Os valores toleráveis para estes momentos conforme Mertz e Patrick (1971) são 57 Nm e 190 Nm para **momentos de extensão e flexão** respectivamente. Além disso, o pico de **força cisalhante** não deve exceder o valor de 3100 N, Nyquist et al. (1980). Na Tabela 14 têm-se os valores toleráveis para cada tipo de manequim.

Tabela 14 – Valores toleráveis para cargas no pescoço conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001) para vários tamanhos de manequins.

	Híbrido III 50 th Masculino	Híbrido III 5 th Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
Tração (N)	3300	2080	1490	1270	1150
Compressão (N)	4000	2520	1800	1540	1390
Cisalhamento (N)	3100	1950	1400	1200	1080
Flexão (Nm)	190	95	57	46	39
Extensão (Nm)	57	28	17	14	12

Assim como para a probabilidade de lesão de cabeça, tem-se o conjunto de Equações (4.11) – (4.14) para determinar a probabilidade de lesão no pescoço dependendo do nível de severidade, (Eppinger et al., 1999):

$$AIS2 = \frac{1}{1 + \exp(2.054 - 1.195N_{ij})} \quad (4.11)$$

$$AIS3 = \frac{1}{1 + \exp(3.227 - 1.969N_{ij})} \quad (4.12)$$

$$AIS4 = \frac{1}{1 + \exp(2.693 - 1.195N_{ij})} \quad (4.13)$$

$$AIS5 = \frac{1}{1 + \exp(3.817 - 1.195N_{ij})} \quad (4.14)$$

Pode-se utilizar somente a força axial como critério para determinar a probabilidade de lesão em cada nível de severidade ao invés de utilizar o critério de lesão de pescoço N_{ij} (Sherwood et al., 2007). Assim as equações para determinar a probabilidade de lesão em cada nível de severidade são:

$$AIS1 = \left[1 + \exp\left(-(-3.272 + 0.00268F_z)\right) \right]^{-1} \quad (4.15)$$

$$AIS2 = \left[1 + \exp\left(-(-3.454 + 0.00268F_z)\right) \right]^{-1} \quad (4.16)$$

$$AIS3 = \left[1 + \exp\left(-(-3.655 + 0.00268F_z)\right) \right]^{-1} \quad (4.17)$$

$$AIS4 = \left[1 + \exp\left(-(-4.422 + 0.00268F_z)\right) \right]^{-1} \quad (4.18)$$

$$AIS5 = \left[1 + \exp\left(-(-5.956 + 0.00268F_z)\right) \right]^{-1} \quad (4.19)$$

Entretanto analisando as Equações (4.15) – (4.19), verifica-se na Tabela 15 que estas não representam a probabilidade correta, pois para um mesmo nível de severidade aumentando a intensidade da força axial a probabilidade de lesão diminui. Assim como, para uma determinada carga axial quanto maior o nível de severidade menor seria a probabilidade de lesão.

Tabela 15 – Probabilidade de lesões para cada nível de severidade como função da força axial no pescoço.

Fz (N)	AIS1	AIS2	AIS3	AIS4	AIS5
100	20,16604	24,19147	29,57709	63,68824	295,30242
500	6,90330	8,28130	10,12492	21,80196	101,08887
1000	1,80760	2,16842	2,65117	5,70875	26,46968
2000	0,12393	0,14867	0,18177	0,39141	1,81484
3000	0,00850	0,01019	0,01246	0,02684	0,12443
4000	0,00058	0,00070	0,00085	0,00184	0,00853
5000	0,00004	0,00005	0,00006	0,00013	0,00058
6000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00001	0,00004

Devido a esta discrepância utilizou-se a equação que o programa europeu de avaliação de carros novos (NCAP) emprega para avaliar a probabilidade de lesão grave (AIS3) para o manequim do presente estudo, Equação (4.20):

$$AIS3 = \frac{1}{1 + \exp(10.9745 - 2.375Fz)} \quad (4.20)$$

neste caso Fz tem a unidade de kN.

4.5. Mecanismos de lesão da caixa torácica

O tronco humano é dividido em 2 partes principais, as quais estão delimitadas pelo diafragma: a cavidade torácica que se encontra acima do diafragma e a cavidade abdominal que é subdividida na cavidade abdominal superior e inferior com o diafragma sendo o limitante superior e a pélvis o inferior. Todavia, a maioria das pesquisas biomecânicas tem se concentrado nos ferimentos do tórax.

No interior dos veículos, especialmente na região localizada na altura do peito, existem dois principais mecanismos que podem causar lesões ao ocupante:

- Impacto direto de um objeto que produz fraturas em costelas e penetração na cavidade torácica ou região abdominal superior causando danos a órgãos internos;
- Altas acelerações a toda a região torácica produzindo contusões em órgãos internos.

Quando se verificam as fraturas em costelas nota-se que está diretamente relacionada à quantidade da compressão torácica. As costelas são lesionadas sobre excessiva flexão, entretanto a taxa de deflexão também pode afetar o número de costelas fraturadas. Testes de impacto realizados em cadáveres mostram que uma compressão de 20% produz o início de fratura na costela, enquanto uma compressão de 40% produz múltiplas e sérias fraturas de costelas e lesões no peito. Em impactos laterais a compressão da caixa torácica está também diretamente relacionada à fratura de costelas, todavia, como a caixa torácica é mais resistente lateralmente uma compressão de 17% (35% da meia largura da caixa) produz múltiplas fraturas de costelas.

Embora fraturas na caixa torácica produzam sérias consequências, lesões ou traumas aos órgãos internos, às vísceras e aos vasos sanguíneos causam as maiores fatalidades. A maioria das contusões e hemorragias produzidas por rompimento de órgãos e veias é causada pelo aumento da pressão interna dos fluidos. Estas não são apenas produzidas por compressão direta no peito, pois muitos dos órgãos são livres para mover-se no interior da caixa torácica, estes ferimentos são dependentes da taxa e duração da intrusão e não há relação entre a gravidade das lesões e o número de costelas fraturadas.

4.6. Critérios de lesão da caixa torácica

O critério atual para a compressão do tórax aceitado por FMVSS 208 é baseado em recomendações de Neathery et al. (1975), segundo o qual uma compressão de 76 milímetros conduz a uma severidade AIS3 para um manequim híbrido III 50th masculino, portanto este valor não deve ser excedido bem como uma aceleração de 60 g não pode ser excedida. A Tabela 16 mostra mais detalhes sobre os níveis de severidade.

Tabela 16 – Critério de lesão do tórax por compressão conforme FMVSS 208.

Compressão do tórax (%)	Híbrido III 50 th Masculino (mm)	AIS
30	69	2
33	76	3
40	92	4

Por outro lado, a NHTSA determina o uso do índice torácico combinado, do inglês “*Combined Thoracic Index (CTI)*”. Este critério considera tanto a aceleração quanto a deflexão para estimar o risco de lesão do tórax e é calculado como:

$$CTI = \frac{A_{max}}{A_{int}} + \frac{D_{max}}{D_{int}} \quad (4.21)$$

onde A_{max} é a máxima aceleração resultante no tórax, D_{max} é a máxima deflexão do tórax, e A_{int} e D_{int} são os valores de interseção, 85 g de aceleração do tórax com zero de deflexão e 102 mm de deflexão com aceleração zero, para um manequim híbrido III 50th masculino. O valor do CTI

não deve ultrapassar 1,0, pois caso contrário lesões podem ocorrer ao ocupante do veículo automotivo.

Existe uma proposta junto a NHTSA para que os valores limites de aceleração e deflexão da caixa torácica sejam reduzidos para 60 g e 76 mm respectivamente. Isto está ilustrado na Figura 93. Os valores de interseção para outros tamanhos de manequins podem ser vistos na Tabela 17.

Figura 93 – Requisito do critério de lesão para o manequim híbrido III masculino adulto de tamanho médio (híbrido III 50th masculino).

Tabela 17 – Valores de deflexão e aceleração para vários tamanhos de manequins.

	Híbrido III 50 th Masculino	Híbrido III 5 th Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
D_{int} (g)	102	83	63	57	49
A_{int} (mm)	85	85	85	70	55
D_c (g)	76	62	47	42	37
A_c (mm)	60	60	60	50	40

Mostram-se aqui (Equações 4.22 – 4.33) três diferentes formulações usadas para determinar a probabilidade de lesão da caixa torácica para manequim híbrido III 50th masculino (Eppinger et al., 1999), cada qual possui sua particularidade, sendo que a primeira considera somente a aceleração máxima de resposta da caixa torácica, a segunda formulação utiliza

somente a deflexão máxima, e a última considera o índice torácico combinado, o qual é dependente da aceleração e deflexão máxima do tórax.

- Probabilidade de lesão torácica utilizando somente a máxima aceleração no tórax:

$$AIS2 = \left[1 / (1 + \exp(1.2324 - 0.0576 A_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.22)$$

$$AIS3 = \left[1 / (1 + \exp(3.1493 - 0.0630 A_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.23)$$

$$AIS4 = \left[1 / (1 + \exp(4.3425 - 0.0630 A_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.24)$$

$$AIS5 = \left[1 / (1 + \exp(8.7652 - 0.0659 A_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.25)$$

- Probabilidade de lesão torácica utilizando somente a máxima deflexão no tórax:

$$AIS2 = \left[1 / (1 + \exp(1.8706 - 0.04439 D_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.26)$$

$$AIS3 = \left[1 / (1 + \exp(3.7124 - 0.0475 D_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.27)$$

$$AIS4 = \left[1 / (1 + \exp(5.0952 - 0.0475 D_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.28)$$

$$AIS5 = \left[1 / (1 + \exp(8.8274 - 0.0459 D_{max})) \right] \times 100\% \quad (4.29)$$

- Probabilidade de lesão torácica utilizando a combinação da máxima aceleração e deflexão no tórax:

$$AIS2 = \left[1 / (1 + \exp(4.847 - 6.036 CTI)) \right] \times 100\% \quad (4.30)$$

$$AIS3 = \left[1 / (1 + \exp(8.224 - 7.125 CTI)) \right] \times 100\% \quad (4.31)$$

$$AIS4 = \left[1 / (1 + \exp(9.872 - 7.125 CTI)) \right] \times 100\% \quad (4.32)$$

$$AIS5 = \left[1 / (1 + \exp(14.242 - 6.589 CTI)) \right] \times 100\% \quad (4.33)$$

Nota-se que os valores propostos pela NHTSA são mais severos, pois propiciam maior valor para o índice combinado.

4.7. Mecanismos de lesão da pélvis e das extremidades inferiores

As fraturas são as lesões mais comuns encontradas em acidentes, todavia este tipo de lesão é mais frequente em acidentes esportivos ou quedas do que em acidentes veiculares. As fraturas de quadril que muitas vezes são causadas por quedas, particularmente em relação aos idosos, são uma grande preocupação para a saúde pública conforme Majumder et al., 2008 citado no livro Traumas Biomecânicos – Lesões Acidentais em Tráfego e Esportes de Schmitt et al., 2010. Ao contrário, as fraturas de pélvis em acidentes veiculares são muito raras. Na Figura 94 está mostrada a anatomia dos membros inferiores.

Figura 94 - Anatomia dos membros inferiores (modificado de Schmitt et al., 2010).

Analizando impactos frontais de veículos de passageiros, Kramer (1998) também citado no livro Traumas Biomecânicos constatou que, enquanto lesões na cabeça foram as lesões mais comuns sofridos por 35% de todos os ocupantes, lesões de pélvis e quadril ocorreram apenas em cerca de 7 % de todos os casos. No entanto, 25% dos ocupantes tiveram ferimentos nas pernas e nos pés.

Em relação à fratura de ossos longos em geral, e em particular com relação às estruturas ósseas das pernas, padrões de fratura são diferenciados dependendo da condição de carga que causou a fratura, ou seja, o mecanismo de lesão. De acordo com Schmitt et al., 2010, existem quatro possíveis tipos de mecanismos de fratura: carregamento direto, carregamento indireto, carregamento repetitivo e penetração. Em acidentes veiculares carga direta e indireta são os

tipos mais frequentes. Em caso de uma colisão frontal se o joelho de um ocupante atinge, por exemplo, o painel de instrumentos, o carregamento direto pode causar fratura da patela, carregamento indireto pode levar a fraturas do fêmur ou do acetábulo, Figura 95.

Figura 95 - Possíveis fraturas devido ao impacto no joelho (modificado de Schmitt et al., 2010).

4.8. Critérios de lesão da pélvis e das extremidades inferiores

Para avaliar a carga da pélvis e extremidades inferiores em testes de impacto, poucos critérios estão estabelecidos em regulamentações existentes. Isto porque, o número total de amostras testadas nas investigações relativas aos mecanismos de carregamento destas regiões ainda é pequeno.

Fêmur

Para prevenir a região quadril-coxa-joeelho de lesões, uma força de compressão axial máxima de **10 kN** para o fêmur é definida pela norma FMVSS 208 para o manequim híbrido III 50% masculino adulto, e **6,805 kN** para manequim de percentil 5% feminino.

Para o fêmur a norma ECE R94 defini o critério de força axial transmitido no fêmur, do inglês “*fêmur force criterion – FFC*”, que é depende do tempo de duração conforme Figura 96.

Figura 96 - Força axial no fêmur (modificado de ECE R94, 2013).

Tíbia

O critério de força de compressão da tíbia, do inglês “*tibia compression force criterion – TCFC*”, conforme definido pela norma ECE R94, determina que a força axial máxima para o TCFC é de **8 kN**.

Além desta força máxima de compressão na tíbia a norma ECE R94 utiliza o índice de tíbia, do inglês “*tibia index – TI*”, que considera o momento de flexão e a carga axial na tíbia. Este índice não pode exceder **1,3**. O índice é calculado pela seguinte expressão:

$$TI = \frac{M}{M_{crit}} + \frac{F}{F_{crit}} \quad (4.34)$$

com M sendo o momento de flexão e F a força de compressão. M_{crit} e F_{crit} representam valores críticos de 225 Nm e 35,9 kN, respectivamente, para o manequim de percentil 50 masculino adulto. Estes valores críticos foram obtidos em testes de flexão estática da tíbia por Yamada em 1970, conforme Schmitt et al., 2010.

A probabilidade de lesão na região quadril-coxa Joelho como função da força aplicada no joelho é expressa pelas eq. 4.35 e 4.36, dependendo no nível de severidade, Kuppa et al., 2001.

$$AIS2+ = \frac{1}{1 + e^{5,7949 - 0,5196F}} \quad (4.35)$$

$$AIS3+ = \frac{1}{1 + e^{4,9795 - 0,326F}} \quad (4.36)$$

onde F é a força axial no fêmur.

A probabilidade de fratura na perna de nível 2 é expressa pela eq. 4.37, Kuppa et al., 2001. Neste caso é função do índice de tíbia revisado, do inglês “*Revised Tibia Index – RTI*”, sendo que o índice de tíbia TI foi revisado e alguns pesquisadores sugerem que o valor de momento crítico é de 240 Nm e a força axial crítica é de 12 kN para o percentil 50% masculino.

$$AIS2+ = 1 + \exp\left(-e^{\frac{\ln(RTI) - 0,2728}{0,2468}}\right) \quad (4.37)$$

$$\text{onde } RTI = \frac{M}{240} + \frac{F}{12}$$

Um deslocamento máximo tibial de **15 mm** para proteger os ligamentos do joelho está previsto na norma ECE R94. Além disso, está sendo discutida uma força máxima no tornozelo e pé de **7,5 kN**.

No caso de impacto lateral, a deformação máxima na sínfise púbica é tomada como uma medida para a deformação pélvica. O critério de acordo a norma ECE R95 é chamado de pico de força na sínfise púbica, do inglês “*Pubic Symphysis Peak Force – PSPF*”, e não deve exceder **6 kN**.

Com o objetivo de desenvolver um veículo com a menor massa possível e que os índices biomecânicos dos ocupantes estejam dentro de limites toleráveis pelo corpo humano, será utilizado um processo de otimização baseado em metamodelos. Assim, no próximo capítulo estão descritas:

- as principais técnicas para criação dos modelos aproximados em substituição aos modelos em elementos finitos;
- algumas técnicas de amostragem para determinação da matriz de experimentos utilizada para criar os metamodelos;
- a metodologia de otimização utilizada na tese.

Serão demonstrados alguns estudos numéricos realizados para definir qual processo de otimização baseado em metamodelos iremos empregar na tese, pois os eventos de colisão veicular são fenômenos complexos, onde existem inúmeras não linearidades.

5. MODELOS SUBSTITUTOS OU METAMODELOS E OTIMIZAÇÃO

5.1. Modelos Substitutos ou Metamodelos

Atualmente os métodos de engenharia são fortemente baseados em complexos códigos computacionais e análises numéricas que fornecem somente respostas pontuais discretas sobre determinada relação entre os dados de entrada e de saída. São extremamente restritas as aplicações onde se consegue estabelecer uma relação analítica entre as variáveis de entrada e as de saída de um sistema.

As ferramentas de análises baseadas em simulações computacionais vêm crescendo cada vez mais. Todavia, apesar do enorme avanço na capacidade e velocidade dos computadores, ainda o custo computacional, quantidade de simulações requeridas e complexidade dos modelos numéricos tornam alguns estudos impraticáveis, sobre tudo em otimização. Assim, uma estratégia promissora é utilizar-se modelos de aproximação, muitas vezes referidos como “metamodelos”, por propiciarem um “modelo do modelo”, Kleijnen, 1987. Assim, os metamodelos são utilizados com o objetivo de substituir simulações computacionais, Figura 97.

Figura 97 - Modelos substitutos as simulações computacionais.

Metamodelo pode ser definido como uma relação matemática relativamente simples, capaz de fornecer uma aproximação adequada da relação entre os dados de entrada e saída. No presente estudo, o metamodelo é criado a partir das simulações numéricas computacionais via método dos elementos finitos (MEF). Assim sendo, o metamodelo será um modelo matemático substituto ao modelo de elementos finitos. Ele é geralmente de menor custo computacional e de tempo de simulação se comparado a simulações de elementos finitos complexas. A Figura

98 mostra que o metamodelo substitui a simulação em elementos finitos no processo computacional.

Figura 98 - Metamodelo como um substituto para as simulações em elementos finitos.

De acordo com Yeşilyurt e Patera, 1995, o modelo original em grande escala de elementos finitos, denotado por M^0 , é utilizado apenas para construir e validar o modelo computacional simplificado, denominado M , que servirá como substituto de M^0 , menos dispendioso às posteriores aplicações de engenharia. O modelo simplificado pode ser avaliado de maneira eficaz infinitas vezes, suportar uma extensa classe de funções objetivo, facilmente armazenar informações de simulações complementares, e ainda ser utilizado em estudos multidisciplinares. A relação do problema, o modelo de simulação e o metamodelo é visto na Figura 99, modificada de Kleijnen e Sargent, 2000.

Figura 99 - Relação entre modelo de simulação e metamodelo.

O processo básico para criação de um metamodelo que servirá como substituto para o modelo de simulação de elementos finitos é calcular valores preditos das características em diversos pontos de amostra no espaço dos parâmetros através da realização de uma simulação em cada um desses pontos, Figura 100. Posteriormente, técnicas de regressão são usadas para ajustar a forma do metamodelo mais adequada aos dados amostrados, Doebeling et al., 2002.

Figura 100 - Criação do metamodelo a partir de pontos amostrados.

A criação do metamodelo em nosso estudo é extremamente importante, tendo em vista que podemos utilizá-lo para reduzir o tempo de simulação e consequentemente o tempo para obtenção da resposta. Isto, considerando a variação de um ou mais parâmetros se comparado ao tempo requerido para uma simulação completa em elementos finitos de problemas não lineares dinâmicos, caso de nossas simulações de impactos veiculares. Além disto, com o metamodelo representativo do fenômeno em estudo, podemos realizar otimização do sistema também de maneira mais rápida e utilizando diferentes métodos de otimização. Por conceito, um metamodelo deve ser um modelo substituto de rápida execução.

Assim, a abordagem de utilizar metamodelos em substituição de modelos complexos vem de encontro com a visão de Leonardo da Vinci “A simplicidade é a sofisticação final”.

Como descrito, o metamodelo será um modelo matemático substituto ao modelo de elementos finitos que em resumo tem as seguintes vantagens:

- menor custo computacional
- reduzido tempo de simulação
- uso em diferentes técnicas de otimização

A seleção das amostras dos valores dos parâmetros a partir dos quais se realizarão as simulações numéricas para a construção do metamodelo tem importante papel. Uma determinada quantidade de vetores é selecionada, sendo que cada entrada do vetor é um dos parâmetros de entrada de simulação. Neste ponto, técnicas de planejamento de experimentos, conhecido pela expressão em inglês “*Design of Experiments – DoE*”, são empregadas para reduzir a quantidade de simulações necessárias para a construção do metamodelo.

5.2. Planejamento de experimentos – DoE

Um metamodelo é gerado com base em um grupo de dados de entrada, variáveis de projeto, e seus correspondentes dados de saída, valores de resposta. A metodologia de como os pontos de amostra devem preencher o espaço de projeto com o objetivo de se obter o menor número possível de amostras e as melhores informações possíveis da resposta do sistema é denominado projeto de experimentos.

Projeto de experimentos ou DoE, é definido como a técnica empregada para ajudar na definição dos experimentos físicos ou numéricos que serão realizados de forma eficiente. Esta técnica estatística de DoE foi introduzida por Fischer na Inglaterra no início de 1920, Roy (2001). No presente estudo, a escolha da melhor forma de gerar experimentos é extremamente relevante, pois os resultados provenientes destes experimentos serão utilizados para a geração dos metamodelos. DoE é uma ferramenta estatística que objetiva minimizar a número de experimentos realizados, que consomem tempo, enquanto maximiza a quantidade de informações adquiridas destes experimentos.

As teorias originais surgiram do planejamento de experimentos físicos e concentravam-se na redução dos efeitos de ruídos. Os projetos de experimentos mais comuns, de acordo com Myers et al. (2008), são:

- fatorial completo;
- fatorial fracionada;
- composto central;
- Box-Behnken;
- Plackett-Burman;
- Koshal;
- D-ótimo.

Existem ainda projetos de experimentos mais modernos denominados preenchimento do espaço, do inglês “*space-filling designs*”. Estas técnicas espalham pontos uniformemente no espaço de estudo. Ela é fortemente apropriada a modelos computacionais determinísticos e não apresentam experimentos ou simulações replicadas. Para modelos computacionais determinísticos isto é desejável, tendo em vista que uma única simulação computacional em um determinado ponto fornece todas as informações sobre o resultado no referido ponto. Técnicas de preenchimento de espaço são geralmente uma boa escolha para a criação de superfícies de resposta, dentre estas técnicas de amostragem de preenchimento do espaço destacam-se:

- Matrizes ortogonais;
- Hipercubo latino.

Estes projetos de experimento serão agora apresentados, com ênfase no hipercubo latino, escolhido neste trabalho.

5.2.1. Fatorial completo

Esta é a técnica mais comum e intuitiva de projeto de experimentos, onde todas as combinações possíveis são analisadas, ou seja, todas as combinações de variáveis e seus respectivos níveis são avaliados.

No projeto de experimentos via fatorial completo l^k experimentos são realizados, onde l é a quantidade de níveis de uma variável k é a quantidade de variáveis de projeto, denominados fatores, Figura 101.

Figura 101 - Fatorial completo com 2^3 experimentos, sendo 3 fatores variando em 2 níveis.

Na maioria dos casos esta técnica se torna inviável, mesmo quando considerando somente o emprego de simulações numéricas computacionais ou invés de testes físicos. Tomando como exemplo uma análise de impacto frontal de um veículo onde é necessário em média 1 dia de simulação, avaliando 10 possíveis espessuras como variáveis de projeto que podem ser otimizadas, e considerando que somente sejam avaliadas as espessuras máximas e mínimas, um total de 2^{10} experimentos seriam necessários, isto é, 32.768 simulações que consumiriam ininterruptos 2,8 anos aproximadamente.

5.2.2. Fatorial fracionada

O projeto de experimentos usando fatorial fracionada é usado para diminuir a quantidade de análises requeridas na técnica anterior, fatorial completo, pois a quantidade de experimentos aumenta exponencialmente com a número de variáveis. Usando fatorial fracionada l^{k-r} , onde r é um número inteiro não negativo que representa a redução em relação ao projeto com fatorial completo. A redução na quantidade de experimentos, mas isto pode causar a perda de alguns efeitos e/ou interações, Figura 102.

Assim, é muito importante definir um projeto fatorial fracionada que permita estimativas independentes dos efeitos principais e interações que são assumidas serem relevantes, Myers et al. (2008).

Figura 102 - Três alternativas para projeto via fatorial fracionada do tipo 3^{3-1} . Montgomery, 1997.

5.2.3. Composto central

O projeto de experimentos usando a técnica de projeto composto central usa um fatorial completo 2^k adicionado dos pontos centrais e os pontos das faces, que consiste em dizer que é

formado pela quantidade de amostras igual a $2^k + 2k + n_c$, onde n_c representa a quantidade de pontos centrais, Nesbakken, 2011, Montgomery, 1997 e Box, et al., 2005.

Figura 103 - Exemplo de projeto de experimentos do tipo composto central.

A Figura 104 demonstra a diferença das três técnicas de projeto de experimentos descritas até aqui, fatorial completa, fatorial fracionada e composto central, considerando três fatores (variáveis).

Figura 104 - Fatorial fracionado, fatorial completo e composto central para 3 fatores com dois níveis (2^{3-1} , 2^3 , e $2^3+2*3+1$), respectivamente. Nesbakken, 2011.

5.2.4. Box-Behnken

Esta técnica de amostragem experimental é muito similar a técnica de composto central, mas neste caso evita-se usar os extremos dos fatores. Trata-se de um projeto de experimentos de forma esférica, em que todos os pontos têm a mesma distância à um ponto central, com exceção óbvia do ponto central, Box e Behnken (1960).

Esta técnica é frequentemente utilizada quando os fatores extremos têm alto custo. Como os experimentos não são realizados nos extremos dos fatores, o projeto de Box-Behnken não prevê os valores de resposta nos vértices do espaço de fatores, Figura 105.

Figura 105 - Técnica de amostragem Box-Behnken.

5.2.5. Plackett-Burman

Projeto de experimentos introduzido por Plackett e Burman em 1946, desenvolvido para construir projetos muito mais simples podendo ser eficientemente usado em experimentos com rastreamento onde somente os principais efeitos são relevantes. Um projeto de Plackett-Burman com m experiências pode ser utilizada para um problema contendo até $n = m - 1$ fatores. Existem projetos de experimentos de Plackett-Burman em que o número de pontos de amostragem m é um múltiplo de quatro Plackett e Burman, (1946). No caso em que m é uma potência de dois, as amostras resultantes são as mesmas 2^{k-r} dos fatoriais fracionados.

Na construção dos experimentos baseados na técnica de Plackett-Burman são usados os sinais de mais (+) e menos (-), Box, et al., (2005). Por exemplo, em um experimento com $n=12$ amostras e com $k=11$ fatores a primeira linha é descrita como:

+ + - + + + - - - + -

As 10 linhas seguintes são obtidas pelo deslocamento sucessivo de todos os sinais em cada passo para a direita (ou esquerda) e movendo-se o sinal que cai fora do final da matriz

para o início da próxima linha. A décima segunda linha é preenchida exclusivamente por sinais de menos (-), ver Tabela 18.

Tabela 18 - Projeto de experimentos conforma Plackett-Burman para $n=12$, $k=11$.

Simulação	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	L
1	+	-	+	-	-	-	+	+	+	-	+
2	+	+	-	+	-	-	-	+	+	+	-
3	-	+	+	-	+	-	-	-	+	+	+
4	+	-	+	+	-	+	-	-	-	+	+
5	+	+	-	+	+	-	+	-	-	-	+
6	+	+	+	-	+	+	-	+	-	-	-
7	-	+	+	+	-	+	+	-	+	-	-
8	-	-	+	+	+	-	+	+	-	+	-
9	-	-	-	+	+	+	-	+	+	-	+
10	+	-	-	-	+	+	+	-	+	+	-
11	-	+	-	-	-	+	+	+	-	+	+
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Mais tipos de projetos de Plackett-Burman podem ser verificados em Myers et al. (2008). Os casos $n = 4$, $n = 8$, $n = 16$, $n = 32$ são equivalentes aos 2^{3-1} , 2^{7-4} , 2^{15-11} , 2^{31-26} projetos de fatorial fracionado.

5.2.6. Koshal

Este projeto de experimentos foi sugerido por Koshal em 1933 para minimizar o número de amostras do projeto de fatorial completo. Existem modelos de Koshal de primeira ordem, primeira ordem com interação, segunda ordem, etc. Para mais detalhes ver Myers et al. (2008). Comparativo da quantidade de amostras requeridas para os métodos fatorial completo, composto central, Box-Behnken e Koshal para um projeto de 3 variáveis a 3 níveis é mostrado na Figura 106.

Figura 106 - Comparativo entre fatorial completo, composto central, Box-Behnken e Koshal.

5.2.7. D-ótimo

É uma técnica que faz parte do grupo das técnicas denominadas técnicas de otimização alfabética. Nestes casos, as amostras podem ser geradas por computador, as quais são construídas utilizando determinados critérios de otimização. Um projeto de experimentos é chamado de D-ótimo se o determinante de $(F^T F)^{-1}$ é minimizado, F é a matriz de experimentos. Este critério pode também ser interpretado geometricamente como minimizando o volume da dispersão para elipsoide β . Estes critérios de otimização baseiam-se na previsão de variância, conforme apresentada na equação (5.1) ou de informações sobre a variância dos parâmetros de regressão descritos pela matriz de covariância.

$$\text{Cov}(\beta) = \sigma^2 (F^T F)^{-1} \quad (5.1)$$

5.2.8. Matrizes Ortogonais

Matrizes ortogonais é uma técnica de projeto de experimentos frequentemente representada por um simples projeto de fatores fracionados com 2 ou 3 níveis ($2^{(k-r)}$ e $3^{(k-r)}$). Mas precisamos definir primeiramente o que é ortogonalidade no contexto de DoE, um projeto de experimentos é ortogonal se o produto escalar de qualquer combinação de suas colunas de vetores é zero, ou seja, $X^T X$ descreve uma matriz diagonal. Esta propriedade é importante pois assegura variação mínima nos parâmetros β quando se usa regressão linear.

Mais informações sobre matrizes ortogonais e como criá-las podem ser encontradas em Myers et al. (2008), Owen (1992), Kuhfeld (1976), Tang (1993), Kacker et al., (1991) e Stufken

(2011). Como mencionado por Kuhfeld, a área de pesquisa sobre matrizes ortogonais é ativa, e novas matrizes são descobertas a todo tempo.

Tabela 19 - Comparação de projetos experimentais do tipo fatorial completo e matrizes ortogonais com respeito ao total de número total de pontos de amostra. Modificado de Jurecka (2007).

Níveis	Fatores	Pontos amostrados Fatorial Completo	Pontos amostrados Matriz ortogonal
2	3	$2^3 = 8$	4
2	7	$2^7 = 128$	8
2	15	$2^{15} = 32768$	16
3	4	$3^4 = 81$	9
3	13	$3^{13} = 1594323$	27
4	5	$4^5 = 1024$	16
4	21	$4^{21} = 4398046511104$	64

Genichi Taguchi desenvolveu um método baseado em matrizes ortogonais, que ficou conhecido como método de Taguchi, para aprimorar projetos com foco no controle de qualidade total. Sua metodologia consiste em determinar os melhores fatores de controle que tornam o problema menos sensível a variação de fatores sem controle, assim sendo, o problema será robusto a variação de determinados parâmetros.

O método de Taguchi baseia-se na junção de um projeto de fatorial fracionado com outro de matrizes ortogonais. As variáveis são divididas em variáveis de controle, que são fatores sobre os quais se tem controle, e variáveis de ruído, que são fatores que não podem ser controlados. Assim, duas diferentes matrizes ortogonais são definidas, uma para cada um dos dois conjuntos de variáveis. Chama-se **matriz interna** de projetos a matriz formada pelas variáveis de controle e, **matriz externa** a formada pelas variáveis de ruído. A combinação destas duas matrizes origina uma matriz cruzada que é a amostra de todos os experimentos a serem avaliados.

Figura 107 - Exemplo do método de Taguchi para 3 variáveis de controle com 2 níveis e 2 fatores (variáveis) de ruído com 2 níveis. Modificado de Cavazzuti (2013).

No exemplo acima, temos um projeto de experimentos com $2^3 \times 2^2$ amostras, sendo que as variáveis de controle 2^3 formam a matriz interna e as variáveis de ruído 2^2 formam a matriz externa. O resultado é um projeto com 32 amostras denominado matriz cruzada. Neste caso, a matriz interna seria representada por:

Tabela 20 - Matriz interna do tipo 2^3 conforme Figura 107.

Amostra	Fatores de controle		
	x_1	x_2	x_3
1	1	1	1
2	1	1	-1
3	1	-1	1
4	1	-1	-1
5	-1	1	1
6	-1	1	-1
7	-1	-1	1
8	-1	-1	-1

A matriz externa do exemplo é representada pelos fatores de ruído das 2 variáveis x_1 e x_2 , assumindo variação de $\pm 0,1$ para as duas variáveis, cada amostra da matriz interna terá 4 variações. Aplicando esta variação, o projeto de experimentos final está mostrado na Tabela 21.

Tabela 21 - Projeto de experimentos para 2^3 variáveis de controle com 2^2 variáveis de ruído, conforme Figura 107

Amostra	x_1	x_2	x_3
1	$1 - 0,1$	$1 - 0,1$	1
2	$1 - 0,1$	$1 + 0,1$	1
3	$1 + 0,1$	$1 - 0,1$	1
4	$1 + 0,1$	$1 + 0,1$	1
5	$1 - 0,1$	$1 - 0,1$	-1
6	$1 - 0,1$	$1 + 0,1$	-1
7	$1 + 0,1$	$1 - 0,1$	-1
8	$1 + 0,1$	$1 + 0,1$	-1
9	$1 - 0,1$	$-1 - 0,1$	1
10	$1 - 0,1$	$-1 + 0,1$	1
11	$1 + 0,1$	$-1 - 0,1$	1
12	$1 + 0,1$	$-1 + 0,1$	1
13	$1 - 0,1$	$-1 - 0,1$	-1
14	$1 - 0,1$	$-1 + 0,1$	-1
15	$1 + 0,1$	$-1 - 0,1$	-1
16	$1 + 0,1$	$-1 + 0,1$	-1
17	$-1 - 0,1$	$1 - 0,1$	1
18	$-1 - 0,1$	$1 + 0,1$	1
19	$-1 + 0,1$	$1 - 0,1$	1
20	$-1 + 0,1$	$1 + 0,1$	1
21	$-1 - 0,1$	$1 - 0,1$	-1
22	$-1 - 0,1$	$1 + 0,1$	-1
23	$-1 + 0,1$	$1 - 0,1$	-1
24	$-1 + 0,1$	$1 + 0,1$	-1
25	$-1 - 0,1$	$-1 - 0,1$	1
26	$-1 - 0,1$	$-1 + 0,1$	1
27	$-1 + 0,1$	$-1 - 0,1$	1
28	$-1 + 0,1$	$-1 + 0,1$	1
29	$-1 - 0,1$	$-1 - 0,1$	-1
30	$-1 - 0,1$	$-1 + 0,1$	-1
31	$-1 + 0,1$	$-1 - 0,1$	-1
32	$-1 + 0,1$	$-1 + 0,1$	-1

Sugestões com respeito a matriz de experimentos dependendo do número de parâmetros e da quantidade de níveis podem ser encontradas em Roy (1990 e 2001).

A metodologia de Taguchi tem uma relevante desvantagem, são ignoradas as interações entre os parâmetros. Todavia, projetos de matrizes de experimentos utilizando Taguchi são muito utilizados em determinadas áreas da engenharia, pois trabalha com níveis discretos para cada parâmetro.

Esta técnica será de grande valia no momento de otimizarmos o sistema de retenção dos ocupantes, onde teremos valores discretos para alongamento dos cintos de segurança, carga dos pré-tensionadores dos cintos, força do limitador de carga dos cintos, diâmetro do orifício de saída de ar dos airbags, posição do ajustador de altura do cinto, comprimento dos restritores de forma dos airbags (do inglês “*tethers*”), localização do ponto H dos ocupantes entre outros parâmetros.

5.2.9. Hipercubo Latino

É uma técnica de amostragem classificada como método de preenchimento do espaço, proposta por McKay et al. em 1979 e conhecida em inglês como “*Latin Hypercube Sampling – LHS*”. A amostragem por Hipercubo Latino tem por objetivo gerar amostras esparsas, de forma que uma distribuição mais uniforme seja obtida, Santos (2014).

A ideia por trás do algoritmo LHS está baseada na definição do “quadrado latino”. Uma grade quadrada $n \times n$ contendo pontos amostrais que possuem valores diferentes de n é um quadrado latino se e somente se cada valor aparece exatamente uma vez em cada linha e exatamente uma vez em cada coluna, ver Figura 108.

A	E	C	B	D
D	B	A	C	E
C	A	E	D	B
E	D	B	A	C
B	C	D	E	A

Figura 108 - Exemplo de um quadrado latino à esquerda. Na direita se tem uma amostra de quadrado latino baseada na letra *E* a partir do quadrado latino da esquerda. Nesbakken, 2011.

Na construção de uma amostra do tipo LHS de tamanho n e dimensão k é realizado um particionamento do intervalo de cada variável k em n subintervalos igualmente espaçados. Na sequência o espaço das variáveis é dividido em um total de regiões n^k de igual probabilidade. Então realiza-se uma permutação aleatória dos valores 1, 2, ..., n para cada variável k , e combina-se as colunas para obter uma matriz $n \times k$, que representa uma amostra por hipercubo latino.

No algoritmo LHS para experimentos computacionais, o espaço de variáveis é distribuído no intervalo do hipercubo $[0, 1]^k$ e as amostras são colocadas de forma aleatória dentro de cada região.

Para que um projeto de experimentos via LHS seja gerado com n pontos de amostra para k dimensões (variáveis), descrito como LHS(n, k), as amostras podem ser encontradas por:

$$x_{ij} = \frac{\pi_{ij} - U_{ij}}{n}, \quad \text{para } 1 \leq i \leq n, 1 \leq j \leq k \quad (5.2)$$

onde cada π_{ij} é uma permutação aleatória dos inteiros 1, 2, ..., n , e cada U_{ij} é um valor aleatório obtido a partir da distribuição uniforme $U[0,1]$. O sub-índice j representa a dimensão enquanto i significa o número do ponto de amostra experimental.

Figura 109 - Hipercubo latino e forma de amostragem.

Tomando como exemplo um projeto experimental LHS($n=6, k=2$), confeccionamos dois vetores $\pi_{.1}$ e $\pi_{.2}$ como sendo permutações aleatórias da sequência [1, 2, 3, 4, 5, 6] e 12 números aleatórios de $U[0,1]$:

$$\pi_{.1} = \begin{bmatrix} 5 \\ 2 \\ 4 \\ 6 \\ 3 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad \pi_{.2} = \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \\ 6 \\ 4 \\ 5 \\ 3 \end{bmatrix}, \quad U = \begin{bmatrix} 0,576 & 0,175 \\ 0,240 & 0,374 \\ 0,620 & 0,147 \\ 0,294 & 0,837 \\ 0,877 & 0,616 \\ 0,865 & 0,018 \end{bmatrix}$$

Assim o projeto de experimentos será:

$$\frac{1}{n}(\pi - U) = \frac{1}{n} \left(\begin{bmatrix} 5 & 2 \\ 2 & 1 \\ 4 & 4 \\ 6 & 4 \\ 3 & 5 \\ 1 & 3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0,576 & 0,175 \\ 0,240 & 0,374 \\ 0,620 & 0,147 \\ 0,294 & 0,837 \\ 0,877 & 0,616 \\ 0,865 & 0,018 \end{bmatrix} \right) = \begin{bmatrix} 0,737 & 0,284 \\ 0,304 & 0,027 \\ 0,626 & 0,853 \\ 0,937 & 0,563 \\ 0,396 & 0,689 \\ 0,142 & 0,496 \end{bmatrix}$$

Na Figura 110 está representada a matriz de experimentos.

Figura 110 - Representação do projeto de experimentos LHS(6,2) do exemplo descrito acima.

Para simplificar o projeto das amostras, ao invés de serem usados valores aleatórios para cada U_{ij} , pode-se ajustar o valor de cada U_{ij} para um valor fixo, como por exemplo 0,5. Assim, os pontos amostrados serão distribuídos no centro de cada região, o qual é denominado projeto

hipercubo latino de ponto médio. O algoritmo LHS pode ser facilmente adotado para variáveis que têm distribuições não uniformes.

Projetos de experimentos usando LHS são independentes do modelo matemático de aproximação da resposta do fenômeno, permitindo estimar os principais efeitos de todos os fatores de forma imparcial.

Como descrito no decorrer deste capítulo, os projetos de experimentos clássicos tendem a colocar os pontos de amostra sobre os limites e poucos pontos no interior do espaço de projeto, sendo mais utilizados na criação de metamodelos do tipo polinomial.

Os projetos de experimentos mais modernos, preenchimento espacial, parecem ser mais adequados para criação de metamodelos mais complexos, pois conseguem trabalhar com muitas variáveis em um grande espaço de projeto.

5.3. Determinação do modelo de aproximação

Posterior a criação do projeto de experimentos (DoE) adequado e execução das simulações numéricas computacionais via método dos elementos finitos, faz-se necessário escolher o modelo ou método de aproximação e ajuste. Existem muitos modelos de aproximação utilizados na criação de metamodelos, mas os com maior prevalência são:

- Superfície de resposta;
- Funções de base radial;
- Kriging.

5.3.1. Técnicas de Metamodelagem

Como descrito, metamodelo é uma aproximação matemática de um modelo de simulação detalhado e geralmente de elevado custo computacional, sendo, como já dito modelo de um modelo.

Verifica-se na literatura que muitos estudos comparativos têm sido realizados com o objetivo de identificar os melhores de tipos de metamodelos. Tendo em vista os diferentes graus de complexidade dos fenômenos envolvidos em cada caso em que será utilizado metamodelo é

difícil concluir qual tipo de metamodelo é mais eficiente, Jin et al. (2001), Kim et al. (2009) e Simpson et al. (1997).

Assim, discute-se acerca de três técnicas de construção de metamodelos mais aplicadas:

- Método de superfície de resposta, do inglês “*Response Surface Method – RSM*”;
- Funções de base radial, do inglês “*Radial Basis Functions – RBF*”;
- Kriging.

O estudo das diferentes técnicas de metamodelagem ajudar-nos-á a definir qual aplicaremos em nossos estudos, em substituição aos modelos de elementos finitos no processo de otimização. A definição de qual melhor técnica é extremamente relevante tendo em vista que estamos trabalhando com eventos de colisão veicular que são fenômenos complexos, onde existem inúmeras não linearidades.

O fenômeno da não linearidade pode ser atribuído a três grandes causas, Bathe (1995):

- Não linearidade cinemática, corresponde a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem durante o fenômeno.
- Não linearidade constitutiva, decorrente da plasticidade e viscoplasticidade dos materiais.
- Não linearidade de condições de contorno, devido ao contato e atrito.

Todas estas formas possíveis de não linearidade podem estar presentes em problemas de impacto.

5.3.2. Método de Superfície de Resposta – RSM

Este método é conhecido como método polinomial, pois utiliza análise de regressão para formular uma função de aproximação do tipo linear, linear com interação, quadrática pura, quadrática com interação, cúbica pura, etc. A metodologia de superfície de resposta é muito bem explanada em Myers et al. (2008).

Ao se realizar a simulação numérica de um modelo detalhado, um vetor de entrada $\mathbf{x}$ (variáveis de projeto ou independentes) resulta em um vetor de resposta $\mathbf{y}$ (valores de resposta).

A forma geral do RSM pode ser expressa como:

$$y(\mathbf{x}) = \hat{y}(\mathbf{x}) + \varepsilon \quad (5.3)$$

onde $y(\mathbf{x})$ representa a resposta exata, $\hat{y}(\mathbf{x})$ é superfície de resposta aproximada do modelo, ε compreende o erro entre a resposta exata e a aproximação, $\mathbf{x}$ sendo o vetor das variáveis de projeto (ou fatores independentes). Um metamodelo para uma simples resposta é construído a partir de um conjunto de dados de entrada $\mathbf{x}_i$ e corresponde a saída $y_i = f(\mathbf{x}_i)$, em que $i = 1, \dots, n$ e n é o número variáveis utilizadas para ajustar o modelo.

Como iremos tratar com n experimentos realizados ou amostras e m variáveis de projeto ou coeficientes desconhecidos, a matriz modelo $\mathbf{X}$ será $n \times m$, assim se tem a seguinte superfície de resposta:

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{X}\mathbf{b} \quad (5.4)$$

Os coeficientes desconhecidos (b_i) são determinados usando o método dos mínimos quadrados. O problema é encontrar os valores destes coeficientes desconhecidos que minimizam o erro ε .

Sendo a somatória dos erros quadráticos de todos os pontos expressa por:

$$L = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 \quad (5.5)$$

A forma matricial de L é representada por $L = \varepsilon^T \varepsilon$, assim:

$$L = \varepsilon^T \varepsilon = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\mathbf{b})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\mathbf{b}) \quad (5.6)$$

Para minimizar L , aplica-se uma simples diferenciação de L com respeito a $\mathbf{b}$ e iguala-se a zero para determinar $\mathbf{b}$, portanto:

$$\mathbf{b} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (5.7)$$

A maioria das aproximações por superfície de resposta são polinômios simples de baixa ordem. Na existência de pouca curvatura, polinômios de primeira ordem são dados por:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} \quad (5.8)$$

Se a curvatura é mais relevante, os polinômios de segunda ordem são usados incluindo a interação entre dois fatores, como:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_{ni}^2 + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} x_{ni} x_{nj} \quad (5.9)$$

A seguir estão descritos cinco dos principais tipos de aproximação por superfície de resposta: linear, linear com interação, quadrática pura, quadrática com interação e cúbica pura. Por exemplo, para um modelo com $m = 4$ variáveis de projeto $x = (x_1, x_2, x_3, x_4)$, os modelos podem ser representados por:

- 1) Modelo linear somente considera as variáveis e não inclui qualquer interação entre as variáveis, assim cada amostra será:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 \quad (5.10)$$

Este modelo representa um hiperplano de dimensão 4 sem curvatura pois considera somente o primeiro grau de cada variável. A constante representa o valor inicial da resposta. Para n amostras:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} \quad (5.11)$$

- 2) Modelo linear com interação inclui o termo constante, a parte linear e os termos de interação como segue:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{14} x_1 x_4 + b_{23} x_2 x_3 + b_{24} x_2 x_4 + b_{34} x_3 x_4 \quad (5.12)$$

Esta equação representa a aproximação para cada amostra. Para n amostras:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} x_{ni} x_{nj} \quad (5.13)$$

- 3) Modelo quadrático puro, além do termo constante e dos termos lineares inclui os termos quadráticos como segue:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{44} x_4^2 \quad (5.14)$$

Para n amostras:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_{ni}^2 \quad (5.15)$$

- 4) Modelo quadrático com interação, inclui os termos de interação das variáveis além do termo constante, os termos lineares e os termos quadráticos:

$$\begin{aligned} \hat{y} = & b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{44} x_4^2 + \\ & b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{14} x_1 x_4 + b_{23} x_2 x_3 + b_{24} x_2 x_4 + b_{34} x_3 x_4 \end{aligned} \quad (5.16)$$

Para n amostras:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_{ni}^2 + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} x_{ni} x_{nj} \quad (5.17)$$

Este modelo é muito utilizado em casos onde não se sabe qual tipo a ser usado, sendo que o mesmo representa um hiperplano no espaço das variáveis com curvatura devido aos termos de segunda ordem.

- 5) Modelo cúbico puro, neste modelo são considerados além do termo constante e dos termos lineares e quadráticos os termos cúbicos:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 + b_{55}x_1^3 + b_{66}x_2^3 + b_{77}x_3^3 + b_{88}x_4^3 \quad (5.18)$$

Para n amostras:

$$\hat{y}_n = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_{ni} + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_{ni}^2 + \sum_{i=1}^m b_{(i+m),(i+m)} x_{ni}^3 \quad (5.19)$$

A matriz modelo $\mathbf{X}$ será:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & \dots & x_{1m} & x_{11}x_{12} & \dots & x_{1(m-1)}x_{1m} & x_{11}^2 & \dots & x_{1m}^2 & \dots & x_{1m}^3 \\ 1 & x_{21} & \dots & x_{2m} & x_{21}x_{22} & \dots & x_{2(m-1)}x_{2m} & x_{21}^2 & \dots & x_{2m}^2 & \dots & x_{2m}^3 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & \dots & x_{nm} & x_{n1}x_{n2} & \dots & x_{n(m-1)}x_{nm} & x_{n1}^2 & \dots & x_{nm}^2 & \dots & x_{nm}^3 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \mathbf{f}^T(\mathbf{x}_1) \\ \mathbf{f}^T(\mathbf{x}_2) \\ \vdots \\ \mathbf{f}^T(\mathbf{x}_n) \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

5.3.3. Funções de Base Radial – RBF

Os métodos com funções de base radial (RBF) são uma área da matemática em constante pesquisa. A motivação inicial para estudos dos métodos RBF veio de geodesia (um ramo da matemática aplicada e ciências da terra), cartografia e meteorologia. Os pesquisadores têm aplicado metodologia em outras áreas, tais como na solução numérica de equações diferenciais parciais (EDPs), aprendizado de máquina e estatísticas. Na década de 1970, Rolland Hardy sugeriu o que ele chamou de **método multiquadrático** para aplicações em cartografia, isto porque ele não estava satisfeito com os resultados da interpolação polinomial. Seu novo método para ajuste de dados podia manipular dados distribuídos desigualmente em sites de dados com

mais consistência do que métodos anteriores, Hardy 1990. Aplicações atuais da RBF incluem medição da profundidade de oceanos, medição de altitude, interpolação de precipitação, topografia, cartografia, geografia e geologia, distorção de imagens, e imagens médicas.

O método basicamente utiliza combinações lineares de uma função radialmente simétrica com base na distância ou norma Euclidiana ou outra métrica para aproximar as funções de resposta.

Sendo $y(\mathbf{x})$ a função resposta ou função objetivo verdadeira e $\hat{y}(\mathbf{x})$ sua aproximação de um método clássico de RBF de forma geral:

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \lambda_i \kappa(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|) = \mathbf{K}\boldsymbol{\lambda} \quad (5.21)$$

onde n é a quantidade de amostras, $\mathbf{x}$ é o vetor das variáveis de projeto, $\mathbf{x}_i$ é o vetor das variáveis de projeto no i th ponto amostrado, $\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|$ é a distância Euclidiana, κ é uma função de base, e λ_i é coeficiente de ponderação desconhecido, ainda $\mathbf{K} = [\kappa_1, \kappa_2, \dots, \kappa_n]$ ($\kappa_i = \kappa(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|)$) e $\boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n]^T$. Logo, uma RBF é uma combinação linear de n funções de base com coeficientes ponderados.

Na interpolação as constantes λ_i são determinadas com o objetivo de que a aproximação coincida exatamente com os dados indicados nos pontos amostrados. Isto é conseguido através da aplicação de $\sim f(\mathbf{x}_i) = y_i$, que produz o sistema de equações lineares

$$\begin{aligned} \hat{y}(\mathbf{x}_1) &= \sum_{i=1}^n \lambda_i \kappa(\|\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_i\|), \\ \hat{y}(\mathbf{x}_2) &= \sum_{i=1}^n \lambda_i \kappa(\|\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_i\|), \\ &\dots \\ \hat{y}(\mathbf{x}_n) &= \sum_{i=1}^n \lambda_i \kappa(\|\mathbf{x}_n - \mathbf{x}_i\|) \end{aligned} \quad (5.22)$$

Uma RBF pode ser aumentada pela inclusão de uma função polinomial tal qual:

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \lambda_i \kappa(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_i\|) + \sum_{j=1}^m c_j p_j(\mathbf{x}) \quad (5.23)$$

onde m é o número total de termos da função polinomial, e $c_j (j = 1, 2, \dots, m)$ é o coeficiente correspondente. Em nosso estudo não iremos utilizar este termo, mas uma detalhada discussão com respeito a inclusão de funções polinomiais pode ser encontrada em Krishnamurthy, 2003.

A função de aproximação geral para o método RBF pode ser expressa por:

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{y} = \mathbf{K}\boldsymbol{\lambda} \quad (5.24)$$

onde $\mathbf{y}$ é o vetor das respostas, $\boldsymbol{\lambda}$ é o vetor dos coeficientes desconhecidos, e $\mathbf{K}$ é a matriz de interpolação simétrica $n \times n$ que contém as avaliações das RBF para as distâncias entre todos os pontos fixos.

$$\mathbf{K}_{ij} = \kappa(\|\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j\|) \quad (5.25)$$

Semelhante ao modelo de regressão polinomial, os pesos ideais pelos mínimos quadrados são obtidos por:

$$\boldsymbol{\lambda} = (\mathbf{K}^T \mathbf{K})^{-1} \mathbf{K}^T \mathbf{y} \quad (5.26)$$

Algumas das funções de base mais comuns são:

- Gaussiana

$$\kappa(r) = e^{-(\epsilon r)^2} \quad (5.27)$$

- Multiquadrática

$$\kappa(r) = \sqrt{1 + (\epsilon r)^2} \quad (5.28)$$

- Multiquadrática Inversa

$$\kappa(r) = \frac{1}{\sqrt{1 + (\epsilon r)^2}} \quad (5.29)$$

- C0 Matérn

$$\kappa(r) = e^{-\varepsilon r} \quad (5.30)$$

- C2 Matérn

$$\kappa(r) = e^{-\varepsilon r} \cdot (1 + \varepsilon r) \quad (5.31)$$

- C4 Matérn

$$\kappa(r) = e^{-\varepsilon r} \cdot (3 + 3\varepsilon r + (\varepsilon r)^2) \quad (5.32)$$

- Cúbica

$$\kappa(r) = (r + \varepsilon)^3 \quad (5.33)$$

onde ε é um parâmetro de forma que controla a suavidade da função. Este parâmetro de forma é extremamente relevante nas funções de base tendo em vista que afetam o condicionamento do problema. A determinação do melhor parâmetro de forma que proporcionará uma aproximação mais precisa é um objetivo de pesquisa atualmente. Um estudo de Mongillo, (2011), demonstra o erro na aproximação da função usando diferentes parâmetros de forma.

Quanto maior o valor do parâmetro de forma ε mais ampla será a região afetada, ou seja, pontos mais afastados de um ponto desconhecido causarão efeito na predição da resposta do ponto desconhecido. Por outro lado, um valor pequeno de ε , significa que apenas os pontos mais próximos influenciarão a predição, ou seja, cada ponto de amostra irá influenciar apenas os pontos muito próximos.

Assim como as funções polinomiais de aproximação, também implementamos as funções de base mais comuns descritas anteriormente em software comercial de cálculo numérico (Matlab) para criarmos os metamodelos.

5.3.4. Kriging – Correlação Espacial

Metamodelagem usando correlação espacial é também conhecido como Kriging ou DACE (Projeto e Análise de Experimentos de Computador, do inglês “*Design and Analysis of Computer Experiments*” – nomeado após o artigo publicado por Sacks, et al. (1989)).

Kriging foi originalmente desenvolvido em geoestatística (também conhecida como estatística espacial) pelo engenheiro de minas Sul Africano D. G. Krige em 1951, que em sua tese de Mestrado aplicou esta técnica para estimar o verdadeiro grau de minério de amostras.

Conforme Mello (2004), Kriging é um método de inferência espacial o qual estima informações em pontos não amostrados a partir de pontos amostrados, considerando a estrutura de dependência espacial do fenômeno.

Kriging prevê a resposta dos pontos não amostrados, ou seja, aqueles cuja resposta não foi obtida por simulação, com base em todos os pontos amostrados, ou seja, aqueles cuja resposta foi obtida por simulação.

A ideia principal da metodologia de Kriging é que a função resposta determinística $y(\mathbf{x})$ pode ser composta por um **modelo de regressão** e um **processo estocástico**:

$$y(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^k \beta_i f_i(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) = \mathbf{f}^T \boldsymbol{\beta} + Z \quad (5.34)$$

com

$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_k(\mathbf{x})]^T: (k \times 1)$ vetor das funções de regressão

$\boldsymbol{\beta} = [\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_k]^T: (k \times 1)$ vetor dos coeficientes desconhecidos

onde k é a quantidade de funções de base (polinomiais), $f_i(\mathbf{x})$ é a i -ésima função base polinomial conhecida das variáveis de projeto $\mathbf{x}$, β_i é o i -ésimo coeficiente e $Z(\mathbf{x})$ é um processo estocástico (função aleatória) com média zero, variância σ^2 e covariância diferente de zero. O termo $f_i(\mathbf{x})$ é semelhante a um modelo polinomial (linear, linear com interação, quadrática pura, quadrática com interação e cúbica pura) descrito anteriormente na seção “Método de Superfície de Resposta – RSM” e fornece um modelo **global** do espaço de projeto, enquanto o termo $Z(\mathbf{x})$ cria desvios **locais**. É assim que o modelo Kriging interpola os n pontos amostrados.

Figura 111 - Exemplo da função de aproximação segundo a metodologia de Kriging, modificado de Choi.

$Z(x)$ é um modelo de um processo estocástico Gaussiano e covariância dada pela expressão:

$$\text{Cov}[Z(x_n), Z(x_m)] = \sigma^2 \mathbf{R}[R(\theta_j, x_n, x_m)] \quad (5.35)$$

onde σ^2 é a variância do processo, $\mathbf{R}$ é a função espacial de correlação, θ é o parâmetro da função de correlação, e x_n e x_m são dois conjuntos de valores amostrados.

Em muitos casos, $\mathbf{f}(x)$ é simplesmente um termo constante e o método é denominado **Kriging Ordinário**:

$$\mathbf{f}(x) = \{1\}^T \quad (5.36)$$

Se $\mathbf{f}(x)$ é definido como 0, implica que a resposta $y(x)$ tem média zero, o método é chamado **Kriging Simples**. O modelo **Kriging Universal** é definido como um conjunto de funções base:

$$\mathbf{f}(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)]^T \quad (5.37)$$

No modelo de Kriging de predição um ponto desconhecido x pode ser escrito como:

$$\hat{y}(x) = \mathbf{f}^T(x)\boldsymbol{\beta} + \mathbf{r}^T(x)\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \mathbf{F}\boldsymbol{\beta}) \quad (5.38)$$

onde y é o valor das respostas para as amostras conhecidas, $r(x) = \{R(\theta, x, x_1), R(\theta, x, x_2), \dots, R(\theta, x, x_n)\}^T$ é um vetor de funções de correlação entre o ponto desconhecido e os pontos de amostragem n , $F = \{f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_n)\}^T$ é um vetor que corresponde a uma linha da matriz modelo X da mesma forma que para os modelos polinomiais anteriormente descritos. β é um vetor dos coeficientes de regressão estimados. Os coeficientes de regressão são estimados por mínimos quadrados:

$$\hat{\beta} = (F^T R^{-1} F)^{-1} F^T R^{-1} y \quad (5.39)$$

A Figura 112 mostra a representação gráfica do modelo de predição de Kriging.

Figura 112 - Predição de um ponto x usando a metodologia de Kriging, modificado de Choi.

Muitas funções de correlação podem ser utilizadas, entretanto os modelos mais comuns de funções de correlação são os listados na Tabela 22.

Tabela 22 - Funções de correlação.

Name	$R_j(\theta_j, x_1, x_2)$
Exponential	$\exp(-\theta_j x_2 - x_1)$
General Exponential	$\exp(-\theta_j x_2 - x_1 ^{\theta_{n+1}}), 0 < \theta_{n+1} \leq 2$
Gaussian	$\exp(-\theta_j x_2 - x_1 ^2)$
Linear	$\max\{0, 1 - \theta_j x_2 - x_1 \}$
Spherical	$1 - 1.5\xi_j + 0.5\xi_j^3, \xi_j = \min\{1, \theta_j x_2 - x_1 \}$
Cubic	$1 - 3\xi_j^2 + 2\xi_j^3, \xi_j = \min\{1, \theta_j x_2 - x_1 \}$
Spline	$\begin{cases} 1 - 15\xi_j^2 + 30\xi_j^3, & \text{for } 0 \leq \xi_j \leq 0.2 \\ 1.25(1 - \xi_j)^3, & \text{for } 0 < \xi_j < 1 \\ 0, & \text{for } \xi_j \geq 1, \end{cases}$ where $\xi_j = \theta_j x_2 - x_1$

Em problemas de engenharia, a função de correlação comumente utilizada é a Gaussiana, Zhao et al. (2010).

Os parâmetros de correlação são estimados pelo método da máxima probabilidade, do inglês “*Maximum Likelihood Estimates – MLE*”. Assumindo um processo Gaussiano, os coeficientes ótimos θ^* da função de correlação são:

$$\min_{\theta} \left\{ \psi(\theta) \equiv |R|^{\frac{1}{m}\sigma^2} \right\} \quad (5.40)$$

onde $|R|$ é o determinante de R .

No trabalho será utilizada a metodologia de Kriging com modelo de regressão constante e função de correlação Gaussiana.

5.3.5. Quantidade de Amostras

Outro ponto extremamente relevante é a definição da quantidade mínima de amostras, neste caso a quantidade de simulações, necessárias na construção dos diferentes tipos de metamodelos. A quantidade de amostras depende da quantidade de variáveis de entrada e do tipo de função de aproximação escolhida.

No caso de funções polinomiais, a quantidade mínima de amostras para a criação do metamodelo depende da quantidade de variáveis (k) em estudo e do tipo da função polinomial de aproximação, ou seja, reflete na quantidade dos coeficientes desconhecidos usados na análise de regressão.

Linear

$$(1 * k + 1) \quad (5.41)$$

Linear com Interação

$$(1 * k + 1) + k * (k - 1)/2 = (k + 1) * (k + 2)/2 - k \quad (5.42)$$

Quadrática Pura

$$(2 * k + 1) \quad (5.43)$$

Quadrática com Interação

$$(2 * k + 1) + k * (k - 1)/2 = (k + 1) * (k + 2)/2 \quad (5.44)$$

Cúbica Pura

$$(3 * k + 1) \quad (5.45)$$

Como o método RBF basicamente utiliza combinações lineares de uma função radialmente simétrica com base na distância ou norma Euclidiana ou outra métrica para aproximar as funções de resposta, não existe uma regra geral para determinar a quantidade de amostras necessárias para a criação do metamodelo. Assim como Kriging, que trabalha com método de correlação espacial, o qual estima informações em pontos não amostrados a partir de pontos amostrados, também não se especifica a quantidade necessária de pontos para construir a função de aproximação. Quanto mais pontos amostrados melhor será a precisão da função de aproximação. Todavia, problemas com grande quantidade de variáveis podem se tornar extremamente custosos tendo em vista o tempo de simulação, inviabilizando o processo.

Para se construir o metamodelo é necessário selecionar T pontos de amostra que têm de ser calculados com um modelo de alta confiabilidade, em nosso caso um modelo numérico de elementos finitos. Como vimos, isto pode ser realizado usando a técnica de projeto de experimentos (DoE). Um projeto de fatorial completo requer pelo menos L^N soluções a ser

calculado com modelo de alta confiabilidade, onde N é o número de variáveis de projeto e L é o número de níveis em que cada intervalo variável de projeto se subdivide. A quantidade mínima de pontos amostrados é $2N$, que formam os vértices de um hipercubo construído no espaço das variáveis de projeto em torno do projeto inicial. Assim, o número de soluções necessárias para se construir um metamodelo com um projeto de fatorial completo cresce rapidamente.

Como trabalhar-se-á com projeto de experimentos utilizando o método do hipercubo latino (LHS) para criar os metamodelos de RBF e Kriging, se recomenda um número de experimentos entre 5 a 20 vezes a quantidade de variáveis de estudo.

5.3.6. Métricas para avaliar a precisão do metamodelo.

Devido a existência de diferentes técnicas de metamodelagem, faz-se necessário avaliarmos os metamodelos principalmente quanto sua precisão e robustez. Para tal, são utilizadas algumas métricas e técnicas provenientes de análises estatísticas. Os principais parâmetros estatísticos que serão usados para comparar o resultado das interpolações para os diferentes metamodelos são: R^2 , $adjR^2$, $RMSE$, MAE , $RMAE$ e $RAAE$.

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} = 1 - \frac{MSE}{Variance} \quad (5.46)$$

$$adjR^2 = 1 - \frac{\frac{SSE}{(n-p)}}{\frac{SST}{(n-1)}} \quad (5.47)$$

sendo que MSE ou SSE , sigla que depende do autor, significa o somatório quadrático dos erros, que representa o erro entre o valor verdadeiro ou simulado f_i e o valor predito f'_i pelo metamodelo. A métrica de variância, SST ou $Variance$, captura quão irregular é o problema. O termo $\bar{f}_i$ é o valor médio de f_i . O parâmetro $adjR^2$ representa o ajuste de R^2 dividindo ambos os termos SSE e SST por seus graus de liberdade associados. A quantidade de amostras utilizadas para gerar o metamodelo é expressa por n , e p representa a quantidade de variáveis.

$$SSE = MSE = \sum_{i=1}^n (f_i - f'_i)^2, \quad i = 1, \dots, n \quad (5.48)$$

$$SST = Variance = \sum_{i=1}^n (f_i - \bar{f}_i)^2 \quad (5.49)$$

Usualmente o parâmetro R^2 é usado para determinar a capacidade do modelo em identificar a variação da resposta de saída, é sempre um número positivo entre zero e um, quanto maior o valor de R^2 e $adjR^2$ mais preciso é o metamodelo.

O erro absoluto máximo, do inglês “*maximum absolute error*” – MAE , entre o valor predito pelo metamodelo e o valor simulado é:

$$MAE = \max |f_i - f'_i| \quad (5.50)$$

O erro absoluto máximo relativo, do inglês “*relative maximum absolute error*” – $RMAE$, é expresso por:

$$RMAE = \frac{MAE}{STD} \quad (5.51)$$

STD significa o desvio padrão:

$$STD = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (f_i - \bar{f}_i)^2} \quad (5.52)$$

MAE e $RMAE$ não expressam o erro global, mas apenas os erros extremos. Quanto menor este valor melhor.

O erro absoluto médio relativo, do inglês “*relative average absolute error*” – $RAAE$, quanto menor o valor de $RAAE$, mais próximo de zero, mais preciso será o metamodelo.

$$RAAE = \frac{\sum_{i=1}^n |f_i - f'_i|}{n \times STD} \quad (5.53)$$

Outro parâmetro muito utilizado é a raiz do erro quadrático médio, do inglês “*root mean squared error*” – $RMSE$.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_i - f'_i)^2}{n}} \quad (5.54)$$

Quanto menor os valores dos erros *MAE* e *RMSE*, quanto mais próximo de zero, menor será o erro de aproximação do metamodelo. Enquanto o *RMSE* mede a precisão global do modelo, o *MAE* fornece a precisão local do modelo. R^2 e *RAAE* indicam a precisão global do metamodelo no completo espaço das variáveis de projeto.

Alguns autores referem-se ao SSE (somatório quadráticos dos erros) como previsão do erro quadrático, do inglês “*prediction error sum of squares*” – PRESS, como visto assim é expresso por:

$$PRESS = SSE = \sum_{i=1}^n (f_i - f'_i)^2, \quad i = 1, \dots, n \quad (5.55)$$

Figura 113 - Descrição das definições usadas para calcular os erros.

Assim como as técnicas de metamodelagem, polinomial, RBF e Kriging, as métricas de avaliação dos erros também foram implementadas nesta tese em software comercial de cálculo numérico, Matlab.

A seguir é demonstrado um fluxograma com respeito ao Processo de Metamodelagem.

5.4. Exemplos numéricos para criação do metamodelo

Com o objetivo de investigar qual a melhor técnica de metamodelagem, ou seja, qual metamodelo melhor ajusta determinados pontos e se aproxima da função real, foram obtidas da literatura algumas funções matemáticas não lineares as quais serão empregadas para avaliar a três diferentes técnicas (Polinomial, RBF e Kriging). Para recriar estas funções, os pontos de amostragem foram determinados pelo método de preenchimento espacial LHS. As funções estudadas foram: pico, Branin, Rosenbrock e outra função de nominação desconhecida chamada aqui de função seno/exponencial.

Função seno/exponencial:

$$f(x) = x_1 \cdot \sin^2(x_1) \cdot e^{-x_2^2} \quad (5.56)$$

Intervalo de estudo para x_1 [1.0 2.4] e x_2 [-0.4 2.0].

Figura 114 - Função seno/exponencial.

Função Branin é uma função matemática com alto grau de não linearidade com duas variáveis.

$$f(x_1, x_2) = \left(x_2 - \frac{5x_1^2}{4\pi^2} + \frac{5x_1}{\pi} - 6 \right)^2 + 10 \cdot \left(1 - \frac{1}{8\pi} \right) \cdot \cos x_1 + 10 \quad (5.57)$$

Intervalo de estudo para x_1 [-5.0 10.0] e x_2 [-10.0 20.0]

Figura 115 - Função Branin.

Função Rosenbrock é uma função que exhibe diferentes inclinações em direções diferentes.

$$f(x_1, x_2) = (1 - x_1)^2 + 100(x_2 - x_1^2)^2 \quad (5.58)$$

Intervalo de estudo para x_1 $[-2, 2]$ e x_2 $[-2, 3]$.

Figura 116 - Função Rosenbrock.

Função Pico é multimodal com mínimo global em $[0,231, -1,626]$, mas que apresenta também um mínimo local em $[-1,348, 0,205]$.

$$g_1(x) = 3(1 - x_1)^2 \exp\{-x_1^2 - (x_2 + 1)^2\} - 10 \left(\frac{x_1}{5} - x_1^3 - x_2^5 \right) \exp\{-x_1^2 - x_2^2\} - \frac{1}{3} \exp\{-(x_1 + 1)^2 - x_2^2\} \quad (5.59)$$

Intervalo de estudo para x_1 $[-3, 3]$ e x_2 $[-3, 3]$.

Figura 117 - Função Pico.

A Tabela 23 a seguir representa a quantidade de pontos amostrados para a obtenção da superfície de aproximação para cada função, os pontos amostrados foram adquiridos utilizando o método de preenchimento espacial LHS.

Tabela 23 - Quantidade de amostras para cada função.

Função	Quantidade de amostras	Quantidade de variáveis
Seno/Exponencial	29	2
Branin	27	2
Rosenbrock	25	2
Pico	36	2

Como a técnica de amostragem por LHS utiliza o intervalo $[0,1]$ necessitamos fazer um mapeamento para o intervalo de cada variável referente a cada função em análise.

Tabela 24 - Dados amostrados para a função seno/exponencial e o valor exato da função.

Variável x_1	Variável x_2	Resposta
Intervalo $[1.0 \ 2.4]$	Intervalo $[-0.4 \ 2.0]$	$f(x_1, x_2)$
1.90316906	0.464539303	1.370473121
2.294353608	-0.203909472	1.236215917
2.205792984	1.67016908	0.087859122
1.123132212	1.119921804	0.260388335
1.277893232	1.205479536	0.273893521

1.392544236	1.262687976	0.273845288
2.084825687	1.373448003	0.239685392
1.342076233	1.641206627	0.086111113
2.352982681	0.927685035	0.500744181
2.033807023	-0.105372948	1.610104066
1.187359809	0.543320613	0.760150242
2.11389153	1.526598977	0.150667606
2.226517756	-0.042381656	1.396250254
2.309066847	0.327219944	1.13492883
1.848473576	1.827727721	0.060546429
1.791373781	1.480732739	0.190397594
1.237963137	0.10751572	1.093104723
1.582942021	1.953708381	0.03481041
1.741416856	-0.355693333	1.490225727
1.091506913	0.888526822	0.390232139
1.545506376	0.694566682	0.95340936
1.705030136	0.621744517	1.137625792
1.333832184	-0.288915526	1.159395144
2.003438951	0.828053442	0.831823135
1.036264881	1.053872263	0.252715727
1.471816745	1.875441152	0.043257053
1.641923926	0.065489742	1.626639722
1.494627117	0.387831264	1.27846009
1.939096507	0.233730643	1.59801912

Tabela 25 - Dados amostrados para a função Branin e o valor exato da função.

Variável x_1	Variável x_2	Resposta
Intervalo [-5.0 10.0]	Intervalo [10.0 20.0]	$f(x_1, x_2)$
8.941409583	10.56592115	76.68388751
-3.001405686	1.326862767	112.6604025
-1.786534029	-1.47382101	122.8931745
-3.377077491	9.389023172	12.42901864
0.037188966	-3.765315928	113.8077916
-4.223817534	11.22574555	19.60223054
7.012504348	-8.529022312	109.2502897
5.186149199	-9.809329943	134.5408653
0.671005409	-0.122320942	43.64682941
-0.185273405	-6.976919261	195.6936351
-2.607032702	15.81373759	24.81312096
3.220102402	14.20438156	144.8135708
-4.977063109	4.406597635	172.5836513
5.715648635	-4.929502109	53.74120514
4.35171856	6.7368181	34.32463973
1.976234904	6.375456708	15.36996418
7.426114684	12.70028278	147.0367369
8.37224046	5.156052172	18.227375
1.372593906	19.9701793	265.213512

4.651958653	17.22175645	261.7453604
3.510656154	17.96998344	256.9300179
2.264890265	3.045575088	3.857631876
8.248425477	1.06012777	6.494017629
9.774599559	15.28169822	163.2315095
6.49306889	-2.95636905	35.08842943
-0.941054977	-5.921566323	198.7555025
-1.605937707	8.15611528	10.19037145

Tabela 26 - Dados amostrados para a função Rosenbrock e o valor exato da função.

Variável x_1	Variável x_2	Resposta
Intervalo [-2.0 2.0]	Intervalo [-2.0 3.0]	$f(x_1, x_2)$
-1.826767809	2.63325421	57.52777866
1.438425687	-0.960093675	917.77454
0.564129363	0.416423982	1.153954586
1.008435369	2.972539268	382.4361802
0.222210403	-0.700946464	56.90355613
-0.127576687	-1.080991696	121.6710274
-0.783426966	2.565285568	384.0266704
0.492679091	-1.915036722	465.8542567
-1.569836057	-0.321243587	782.5768569
-1.311014907	0.757110852	97.81771509
-1.854699493	-1.503986451	2452.360729
1.775665821	1.002162838	463.2070217
1.952771071	1.902016968	366.213735
-1.409039485	0.061025358	376.1222723
-0.256889781	1.317715635	158.2608876
0.304987583	1.793044652	289.4922992
-0.925236403	-1.258566311	450.8719941
1.335164541	0.839711652	89.02831437
0.079894613	-1.669300398	281.638129
-0.445375267	0.383336811	5.510783976
-1.12812974	2.097778726	72.6082698
1.060655649	2.326633318	144.3982479
1.673239452	-0.147895901	869.3032519
0.735244483	-0.504948033	109.3839127
-0.580955854	1.439095825	123.8486195

Tabela 27 - Dados amostrados para a função Pico e o valor exato da função.

Variável x_1	Variável x_2	Resposta
Intervalo [-3.0 3.0]	Intervalo [-3.0 3.0]	$f(x_1, x_2)$
2.945036722	0.742170486	0.024929442
2.132627388	1.932838349	0.091547902
-2.294535789	-2.351173359	0.009724979
-2.678328858	1.379305638	-0.018519234
-0.491672325	-0.768947058	3.568863144

-2.859701631	-0.963828032	-0.017835566
0.118925689	1.23889657	6.14860568
2.552145148	2.36478014	0.004979218
-2.023524971	-2.09612931	0.036460834
-1.085347775	1.509328468	2.110136021
-0.620221155	2.688091309	0.694282518
1.678525811	-1.917933701	-0.289909312
1.544649358	-1.298137194	0.021953735
-0.12497467	0.254494893	0.851924716
-1.234553267	2.52853305	0.370037016
2.293418051	0.446253069	0.498097355
1.079858254	-1.496024423	-2.13953465
0.79682044	0.953631493	2.419334505
2.359602016	1.154528199	0.148420961
0.222844515	0.041462732	0.189953251
1.197294119	-2.97186477	-0.079620446
-0.2989796	1.679610318	7.287815459
1.921815799	0.612162618	1.168050797
-0.88492083	-0.30067821	0.521975662
0.885403459	-2.589708389	-0.64605557
2.668857963	-0.577215813	0.112051311
0.371677687	-1.636791708	-6.351523448
-0.804930141	-1.825317751	-1.278925813
-2.451014128	2.320621185	0.005799644
-1.93255607	-0.118111844	-1.463303958
-2.62547902	-2.705821074	0.001073388
-1.416120367	-0.399815926	-1.539364511
-1.810855442	2.121979262	0.154362276
-1.511337949	-2.305418886	0.007378569
1.338575677	2.834104365	0.100145026
0.650207281	-1.10829183	-2.698685411

Para aproximar cada função foram utilizados os 3 métodos de metamodelagem apresentados anteriormente, funções polinomiais (linear, linear com interação, quadrático puro e quadrático com interação), funções de base radial (gaussiana, multiquadrática, multiquadrática inversa, C0 matérn, C2 matérn, C4 matérn e cúbica) e Kriging. No caso da função seno/exponencial, o metamodelo polinomial do tipo cúbico e o metamodelo RBF do tipo gaussiano com parâmetro de forma 1,0 foram os que melhor aproximaram os resultados da função exata. Para a função Rosenbrock, o metamodelo polinomial quadrático com interação e o metamodelo RBF cúbico apresentaram os melhores resultados.

A função Branin foi melhor aproximada pelo metamodelo polinomial quadrático com interação e o metamodelo RBF gaussiano com parâmetro de forma 0,09. Para a função pico, o metamodelo polinomial cúbico e o metamodelo RBF gaussiano com parâmetro de forma 1,1

melhor aproximaram os resultados. Para o caso do metamodelo Kriging não precisamos realizar as avaliações de qual função e parâmetro de forma melhor aproximam as respostas dos valores amostrados das respostas da função exata.

A partir da Figura 118 até a Figura 121 mostram-se a sobreposição das superfícies da função analítica exata e as funções criadas pelas técnicas de metamodelagem. Como verificamos, as superfícies usando os metamodelos RBF e Kriging melhor aproximam as superfícies das funções exatas.

Figura 118 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função seno/exponencial.

Figura 119 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Branin.

Figura 120 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Rosenbrock.

Figura 121 - Superfícies analítica e as obtidas por metamodelos: a) Polinomial, b) RBF e c) Kriging, para a função Pico.

Todavia para verificarmos numericamente qual é a melhor técnica de aproximação dentre as três em estudo, foram calculados os erros globais e locais. Após obtermos a função analítica gerada pelas três técnicas de metamodelagem para cada uma das quatro funções da literatura, foram criados outros 100 pontos aleatórios dentro do intervalo de cada função para prever os valores usando os metamodelos e calcular os erros para verificarmos a precisão dos metamodelos, e assim determinarmos o que iremos utilizar.

A partir da Figura 122 até a Figura 133 mostram-se a nuvem dos 100 pontos criados usando amostragem LHS e os respectivos valores preditos pelos metamodelos, juntamente com a superfície da função analítica exata da literatura.

Predição por metamodelo Polinomial:

Figura 122 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Rosenbrock.

Figura 123 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Branin.

Figura 124 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função Pico.

Figura 125 - Valores preditos pelo metamodelo polinomial para função seno/exponencial.

Predição por metamodelo RBF:

Figura 126 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Rosenbrock.

Figura 127 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Branin.

Figura 128 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função Pico.

Figura 129 - Valores preditos pelo metamodelo RBF para função seno/exponencial.

Predição por metamodelo de Kriging:

Figura 130 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Rosenbrock.

Figura 131 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Branin.

Figura 132 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função Pico.

Figura 133 - Valores preditos pelo metamodelo Kriging para função seno/exponencial.

Tabela 28 a Tabela 31 mostram os erros determinados para os 100 pontos amostrados para cada função usando as 3 técnicas de metamodelagem.

Tabela 28 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Seno/Exponencial.

Metamodelo	R2	adjR2	MAE	RMAE	RAAE	RMSE	PRESS	Pontos
Polinomial cúbico	0.9359	0.9352	0.4514	0.8297	0.1952	0.1378	1.90E+00	0
RBF gaussiano	1	1	0.008	0.0146	0.0017	0.0017	2.99E-04	7
Kriging	0.9999	0.9999	0.0375	0.0656	0.0043	0.0062	0.0038	0
Qualidade	Próximo a 1	Próximo a 1	menor melhor	menor melhor	Próximo a 0	Próximo a 0	menor melhor	
Erro	Global	Global	Local	Local	Global	Global	Global	

Tabela 29 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Rosenbrock.

Metamodelo	R2	adjR2	MAE	RMAE	RAAE	RMSE	PRESS	Pontos
Polinomial quadrático com interação	0.3938	0.3876	1.56E+03	3.1014	0.6007	390.54	1.53E+07	0
RBF cúbico	0.9433	0.9427	852.7585	1.3134	0.1256	154.5965	2.39E+06	0
Kriging	0.9995	0.9995	53.6104	0.0884	0.0155	13.8183	1.91E+04	7
Qualidade	Próximo a 1	Próximo a 1	menor melhor	menor melhor	Próximo a 0	Próximo a 0	menor melhor	
Erro	Global	Global	Local	Local	Global	Global	Global	

Tabela 30 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Branin.

Metamodelo	R2	adjR2	MAE	RMAE	RAAE	RMSE	PRESS	Pontos
Polinomial quadrático com interação	0.8205	0.8186	235.613	2.2608	0.3031	44.1585	1.95E+05	0
RBF gaussiano	0.969	0.9687	104.8542	0.7564	0.1105	24.4027	5.95E+04	2
Kriging	0.9755	0.9753	134.6368	1.3875	0.045	15.1782	2.30E+04	5
Qualidade	Próximo a 1	Próximo a 1	menor melhor	menor melhor	Próximo a 0	Próximo a 0	menor melhor	
Erro	Global	Global	Local	Local	Global	Global	Global	

Tabela 31 - Erros entre os resultados obtidos pela função analítica e os previstos pelos metamodelos para a função Pico.

Metamodelo	R2	adjR2	MAE	RMAE	RAAE	RMSE	PRESS	Pontos
Polinomial cúbico	0.1384	0.1296	4.7804	2.4173	0.7489	1.8356	3.37E+02	0
RBF gaussiano	0.8673	0.866	2.4098	1.3631	0.2209	0.6439	41.466	0
Kriging	0.9188	0.9179	1.4925	0.8309	0.1918	0.512	26.2126	7
Qualidade	Próximo a 1	Próximo a 1	menor melhor	menor melhor	Próximo a 0	Próximo a 0	menor melhor	
Erro	Global	Global	Local	Local	Global	Global	Global	

A coluna “Pontos” das tabelas anteriores é uma espécie de classificação das técnicas, ou seja, cada melhor qualidade de cada erro mensurado vale 1 ponto comparando as três técnicas de metamodelagem. No geral, para as 4 funções, o metamodelo de Kriging obteve 19 pontos, o metamodelo RBF 9 pontos, enquanto o metamodelo polinomial não obteve nenhum ponto.

Como verificado, a metamodelagem por Kriging melhor aproxima os dados amostrados criando uma função analítica que melhor prediz os valores quando comparados ao exato.

Com base nas conclusões acima, utilizaremos a técnica de Kriging para criar nossos metamodelos.

Como verificamos:

- mesmo que para alguns metamodelos o erro é desprezível nos pontos amostrados, no momento em que comparamos para outros pontos o erro torna-se extremamente alto e demonstra que o metamodelo não apresenta boa precisão;
- usando funções polinomiais, na maioria dos casos não se obteve boa aproximação para as funções estudadas. Existe ainda a necessidade de especificar qual função de aproximação é utilizada e a resposta varia muito;
- no caso das funções de base radial (RBF), boa aproximação para as funções, mas tem um ponto fraco para a metodologia, pois utilizam o parâmetro de forma “e” que necessita ser estudado; dependendo de seu valor utilizado não se consegue boa aproximação. É preciso fazer uma varredura no valor de “e” para determinar o melhor valor de aproximação para cada caso. Além disto, também existe a necessidade de especificar qual função de aproximação é utilizada.

Este estudo desenvolvido sobre os tipos de metamodelos foi realizado para verificarmos a eficiência e precisão dos metamodelos e, assim, definirmos o melhor para utilizarmos em nosso trabalho. Estas mesmas funções foram utilizadas para avaliar dois métodos de otimização: programação quadrática sequencial, do inglês “*Sequential Quadratic Programming – SQP*”, e Algoritmos Genéticos, do inglês “*Genetic Algorithms – GA*”. Isto porque estas funções segundo a literatura e alguns autores são de grande valia na avaliação do processo de otimização, e frequentemente usadas como teste para algoritmos de otimização, sendo que algumas destas funções possuem além do mínimo global os mínimos locais.

5.5. Otimização

Otimização estrutural é atualmente de grande interesse à indústria automotiva e, portanto, é dada especial atenção considerando o potencial de redução de massa e custo e consequente ganho de eficiência.

Os algoritmos usados para a solução de um problema de otimização podem ser, basicamente:

- determinísticos (numéricos ou analíticos);
- estocásticos ou aleatórios (simulação convencional, algoritmos genéticos, etc.).

Um método de otimização é determinístico se for possível prever todos os seus passos conhecendo seu ponto de partida, ou seja, um método determinístico sempre leva à mesma resposta se partir do mesmo ponto inicial. Nos métodos estocásticos ou aleatórios o caráter aleatório de vários processos é simulado. Nestes métodos, várias escolhas são feitas com base em números aleatórios, sorteados no momento de execução do código, Biscaia Jr.

A diferença essencial dos métodos de programação matemática para os métodos probabilísticos é que os últimos procuram encontrar o mínimo global do problema de otimização evitando os mínimos locais, Silva (2012).

Neste capítulo serão abordados de uma maneira mais detalhada um algoritmo determinístico e outro estocástico de computação evolucionária, pois os mesmos serão utilizados no decorrer de nossos estudos.

Além de abordar a otimização estrutural, aplicada na maioria dos estudos em análises lineares, iremos tratar de problemas não-lineares dinâmicos. Serão otimizados também parâmetros biomecânicos dos ocupantes juntamente com os estruturais. No processo de otimização não-linear dinâmica os metamodelos serão utilizados para estabelecer as funções objetivo e as restrições.

5.5.1. Definição da Otimização

Um problema de otimização em geral é um procedimento para alcançar a melhor solução possível para um problema específico, desde que sejam satisfeitas determinadas restrições. Um problema de otimização não-linear em geral pode ser formulado como:

$$\begin{aligned}
& \min f(\mathbf{x}) \\
& \mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n] \\
& \text{sujeito a } h_j(\mathbf{x}) = 0, \quad (j = 1, 2, \dots, J) \\
& g_k(\mathbf{x}) \leq 0, \quad (k = 1, 2, \dots, K) \\
& x_{l,i} \leq x_i \leq x_{u,i} \quad (i = 1, 2, \dots, n)
\end{aligned} \tag{5.60}$$

O objetivo é encontrar as variáveis de projeto $\mathbf{x}$ que minimizam a função objetivo $f(\mathbf{x})$. Geralmente os problemas possuem restrições, ou seja, existem restrições de igualdade e desigualdade representadas pelos vetores $h_j(\mathbf{x})$ e $g_k(\mathbf{x})$ que devem ser cumpridas. As variáveis de projeto variam entre os limites inferior e superior, denominadas por $x_{l,i}$ e $x_{u,i}$ respectivamente e definem o espaço de projeto. As variáveis podem ser contínuas ou discretas, ou seja, podem assumir qualquer valor ou somente determinados valores entre os valores limites inferior e superior. Os pontos de projeto que atendem todas as restrições impostas são **viáveis**, enquanto todos os outros pontos são denominados **inviáveis**.

A formulação permite estudo de problemas do tipo maximização, $\max f(\mathbf{x})$. Neste caso basta substituir por $\min(-f(\mathbf{x}))$.

A formulação geral de otimização pode ser reescrita de forma simplificada:

$$\begin{aligned}
& \min f(\mathbf{x}) \\
& \mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n] \\
& \text{sujeito a } \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}
\end{aligned} \tag{5.61}$$

Nesta formulação, a restrição de desigualdade $\mathbf{g}(\mathbf{x})$ contém todos os três tipos de restrições.

Em otimização estrutural, na maioria das vezes, a análise é realizada utilizando modelos de elementos finitos. Nestes casos as funções de estado devem ser satisfeitas, sendo vistas como as restrições para o problema de otimização. Três tipos de otimização estrutural podem ser distinguidos:

- Tamanho: as variáveis de projeto representam algum tipo de propriedade estrutural, por exemplo, espessura de diferentes partes de um carro;
- Forma: as variáveis de projeto representam a forma ou a seção de determinados componentes e parâmetros de materiais;

- Topologia: é a forma mais geral de otimização estrutural que é utilizado para localizar onde o material deve ser colocado para ser mais eficaz.

5.5.2. Métodos Determinísticos

Os métodos de otimização baseados em algoritmos determinísticos, que são métodos clássicos de otimização, necessitam que a função objetivo seja contínua e diferenciável no espaço de busca. Estes métodos são analíticos e usam técnicas de cálculo diferencial na determinação dos pontos ótimos.

Alguns teoremas garantem que os métodos determinísticos convergem para uma solução ótima, todavia não necessariamente é a solução ótima global, podendo ser uma solução ótima local. Isto ocorre porque a solução encontrada por estes métodos é extremamente dependente do ponto de partida fornecido, ver Figura 134.

Figura 134 - Máximo global versus máximos locais para o problema de uma variável.

Nos métodos clássicos os problemas de otimização classificam-se nas seguintes classes de programação matemática, Bastos (2004):

- Programação linear (do inglês “*linear programming – LP*”) se a função objetivo e restrições são funções lineares das variáveis de projeto, o método “*Simplex*” é o mais comum para solucionar este tipo de problema de otimização. Durante a Segunda Guerra Mundial, a Força Aérea dos EUA procurou procedimentos mais eficazes de alocação de recursos e se focou a programação linear. George B. Dantzig, que era um membro do grupo da Força Aérea, formulou o problema de programação linear geral e inventou o método “Simplex” de solução em 1947, Rao (2009).

- Programação não-linear (do inglês “*non-linear programming – NLP*”) se a função objetiva ou quaisquer funções de restrição são não-lineares. Nesta classe, os métodos mais comuns são: método de programação linear sequencial, método de programação quadrática sequencial, método das direções viáveis e método do gradiente reduzido.

Nesta fase do estudo utilizaremos a função *fmincon* de otimização do software de cálculo numérico Matlab, em problemas de minimização com restrições envolvendo funções não-lineares múltiplas variáveis. A função *fmincon* trabalha com 4 diferentes algoritmos de busca dos pontos mínimos: “*interior-point*” (padrão), “*trust-region-reflective*”, “*sqp*” e “*active-set*”. Empregaremos o método de programação quadrática sequencial, do inglês “*Sequential Quadratic Programming – SQP*”, pois é um dos métodos mais bem-sucedidos para a solução numérica de problemas de otimização não-linear com restrição. Ele tem uma base teórica profunda e fornece ferramentas com algoritmos poderosos para a solução de problemas de grande escala tecnologicamente relevantes, Hoppe, 2015.

Programação quadrática sequencial (Sequential Quadratic Programming – SQP)

O conceito básico para resolução deste tipo de problema não-linear é aproximar o mesmo por uma sucessão de subproblemas de programação quadrática com restrições lineares. O conceito básico do algoritmo de programação quadrática sequencial está muito bem descrito no capítulo 18 do livro de Nocedal e Wright, 2006.

Seja o problema geral a ser otimizado:

$$\begin{aligned} \min \quad & f(\mathbf{x}) \quad \rightarrow \quad \mathbf{x} \in R^n \\ \text{sujeito a} \quad & \mathbf{g}(\mathbf{x}) \geq \mathbf{0} \\ & \mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \end{aligned} \tag{5.62}$$

onde $f(\mathbf{x}): R^n \rightarrow R$, $\mathbf{g}(\mathbf{x}): R^n \rightarrow R^{m_d}$ e $\mathbf{h}(\mathbf{x}): R^n \rightarrow R^{m_i}$. Sendo n o número de variáveis, m_d é o número de restrições de desigualdade e m_i é o número de restrições de igualdade.

A ideia principal é a formulação de um subproblema de programação quadrática, do inglês “*Quadratic Programming – QP*”, baseado em uma aproximação quadrática da função de Lagrange.

$$L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\pi}) = f(\mathbf{x}) - \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{h}(\mathbf{x}) - \boldsymbol{\pi}^T \mathbf{g}(\mathbf{x}) \quad (5.63)$$

em que $\boldsymbol{\lambda}$ e $\boldsymbol{\pi}$ são os vetores dos multiplicadores de Lagrange associados às restrições de igualdade e desigualdade, respectivamente. Aplicando as condições de optimalidade de primeira ordem temos que:

$$\nabla L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\pi}) = \mathbf{0} \quad (5.64)$$

Aplicando o método de Newton para a iteração k , tem-se:

$$\nabla^2 L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) \begin{pmatrix} \Delta \mathbf{x}^k \\ \Delta \boldsymbol{\lambda}^k \\ \Delta \boldsymbol{\pi}^k \end{pmatrix} = -\nabla L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) \quad (5.65)$$

onde $\Delta \mathbf{x}^k$, $\Delta \boldsymbol{\lambda}^k$ e $\Delta \boldsymbol{\pi}^k$ constituem a direção de procura. Assim, o sistema linear tem a seguinte forma:

$$\begin{pmatrix} \nabla_{xx}^2 L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) & -\nabla \mathbf{h}(\mathbf{x}^k) & -\nabla \mathbf{g}(\mathbf{x}^k) \\ -\nabla \mathbf{h}(\mathbf{x}^k)^T & 0 & 0 \\ -\nabla \mathbf{g}(\mathbf{x}^k)^T & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \mathbf{x}^k \\ \Delta \boldsymbol{\lambda}^k \\ \Delta \boldsymbol{\pi}^k \end{pmatrix} = -\begin{pmatrix} -\nabla_x L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) \\ \mathbf{h}(\mathbf{x}^k) \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}^k) \end{pmatrix} \quad (5.66)$$

Este sistema representa as condições ótimas de primeira ordem do problema:

$$\begin{aligned} \min \quad & \frac{1}{2} d^T \left(\nabla_{xx}^2 L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) \right) d + d^T \left(\nabla_{xx}^2 L(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k, \boldsymbol{\pi}^k) \right) \rightarrow \mathbf{x} \in R^n \quad (5.67) \\ \text{sujeito a} \quad & \left(\nabla \mathbf{g}(\mathbf{x}^k) \right)^T + \mathbf{g}(\mathbf{x}^k) \geq \mathbf{0} \\ & \left(\nabla \mathbf{h}(\mathbf{x}^k) \right)^T + \mathbf{h}(\mathbf{x}^k) = \mathbf{0} \end{aligned}$$

onde $d = \Delta \mathbf{x}$ e os multiplicadores de Lagrange são $\Delta \boldsymbol{\lambda}$ e $\Delta \boldsymbol{\pi}$.

5.5.3. Métodos Estocásticos

Problemas de otimização aplicados no mundo real envolvem inúmeras complexidades, tais como variáveis discretas, contínuas ou combinação destas variáveis, múltiplas funções

objetivos que podem ser conflitantes, não-linearidades, descontinuidades entre outras. Quando o espaço de procura é extremamente amplo, o ótimo global pode não ser encontrado em tempo razoável quando empregados os métodos clássicos para a solução destes problemas. Assim os métodos estocásticos de otimização são mais eficientes nestas situações.

Os métodos estocásticos têm como principal característica a busca pelo ótimo através de regras de probabilidade trabalhando de maneira “aleatória orientada”. Tais métodos utilizam apenas as informações contidas na função de otimização, não requerendo informações sobre suas derivadas ou possíveis descontinuidades.

Na literatura podem ser encontrados vários algoritmos probabilísticos. Os dois métodos mais empregados na otimização de problemas de engenharia para determinar o mínimo global são o Recozimento Simulado, do inglês “*Simulated Annealing – SA*”, e o Algoritmo Genético, do inglês “*Genetic Algorithm – GA*”. Estes métodos são baseados em processos de evolução natural com seleção randômica e orientados por decisões probabilísticas.

Conforme Rao e Savsani, 2012, algumas das técnicas de otimização mais conhecidas com base populacional desenvolvida nas últimas três décadas são:

- Algoritmos Genéticos, do inglês “*Genetic Algorithms – GA*”, que segue o princípio da teoria de Darwin da seleção natural dos seres mais aptos e teoria da evolução dos seres vivos;
- Recozimento Simulado, do inglês “*Simulated Annealing – SA*”, simula o processo de recozimento de metais;
- Algoritmos Imunológicos Artificiais, do inglês “*Artificial Immune Algorithms – AIA*”, que segue o princípio do sistema imunológico dos seres humanos;
- Otimização por Colônia de Formigas, do inglês “*Ant Colony Optimization – ACO*”, inspirado na observação do comportamento das formigas ao saírem de sua colônia para encontrar comida;
- Otimização por Enxame de Partículas, do inglês “*Particle Swarm Optimization – PSO*”, inspirado no comportamento de enxames biológicos e em aspectos de suas adaptações sociais;
- Evolução Diferencial, do inglês “*Differential Evolution – DE*”, similar ao GA com cruzamento especializado e método de seleção;
- Busca de Harmonia, do inglês “*Harmony Search – HS*”, baseado no processo de improvisação dos músicos;

- Otimização por Colônia de Bactérias, do inglês “*Bacteria Foraging Optimization – BFO*”, funciona segundo o comportamento de bactérias;
- Pulo do Sapo, do inglês “*Shuffled Frog Leaping – SFL*”, baseado na comunicação entre os sapos;
- Colônia de Abelhas Artificial, do inglês “*Artificial Bee Colony – ABC*”, baseado no comportamento inteligente das abelhas na natureza;
- Otimização Baseada em Biogeografia, do inglês “*Biogeography-Based Optimization – BBO*”, segue o princípio de imigração e emigração das espécies de um lugar para outro;
- Algoritmo de Busca Gravitacional, do inglês “*Gravitational Search Algorithm – GSA*”, que funciona segundo o princípio da força gravitacional atuando entre os corpos;
- Método de Explosão de Granada, do inglês “*Grenade Explosion Method – GEM*”, baseado no princípio de explosão da granada.

Estes algoritmos foram aplicados em muitos problemas de otimização em engenharia e provaram ser eficazes na solução de alguns problemas específicos. Pesquisas continuam a ser desenvolvidas com estes algoritmos para melhorar seu desempenho.

A seguir o algoritmo genético será detalhado, pois o mesmo será utilizado no trabalho.

Algoritmos Genéticos – Genetic Algorithms (GA)

Algoritmo Genético (GA) está fundamentado na teoria da evolução de Darwin e na sobrevivência do indivíduo mais apto. Em 1975, John H. Holland escreveu o livro intitulado *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, onde desenvolveu os algoritmos genéticos, dando origem ao uso desta técnica para a otimização de sistemas. David E. Goldberg, aluno de Holland, detalhou mais profundamente a metodologia em seu livro *Genetic Algorithms in Search, Optimization & Machine Learning*.

Como o algoritmo genético é baseado em fenômenos que ocorrem na natureza, originalmente seus termos são conhecidos da biologia, tem-se a seguir uma relação entre as terminologias.

Tabela 32 - Relação da terminologia dos algoritmos genéticos e a biologia, Silva (2005).

Biologia	Algoritmos Genéticos
Cromossomo	Indivíduo (<i>string</i>)
Gene	<i>Bit</i>
Alelo	Valor do <i>bit</i>
Lócus	Posição do <i>bit</i> na <i>string</i>
Genótipo	Candidato à solução – χ
Fenótipo	Valor da função – $f(\chi)$

Várias são as formas de representação dos cromossomos, tais como binária, números inteiros, números reais e “gray”. O tipo de representação irá depender do problema em questão. Sendo que a representação clássica dos algoritmos genéticos é a binária, em que os indivíduos são codificados por uma sequência de dígitos binários (0 e 1).

Em geral, uma solução de um problema está associada a m cromossomo p representado na forma de um vetor de m posições:

$$p = (x_1, x_2, \dots, x_m) \quad (5.68)$$

onde cada componente x_i representa um gene, ou uma variável da solução.

Os algoritmos genéticos combinam o conceito de sobrevivência artificial por meio de testes de classificação com o de operadores genéticos para formar um mecanismo eficiente de busca. Os operadores genéticos transformam a população através de sucessivas gerações, buscando melhorar a aptidão dos indivíduos, ou seja, os operadores genéticos são responsáveis em modificar a composição genética dos filhos durante a reprodução.

Os principais operadores são: seleção, cruzamento e mutação.

Seleção

Os indivíduos são classificados conforme suas qualidades, sendo que os melhores indivíduos tornar-se-ão os pais da próxima geração. É o processo de seleção natural ou a sobrevivência do mais apto. Os operadores de seleção existentes podem ser classificados em duas classes:

Seleção proporcional: esta técnica baseia-se na distribuição cumulativa dos indivíduos de acordo com o seu valor de aptidão. Uma maneira fácil e conhecida de selecionar sob esta classe é o método da roleta.

Seleção por torneio: o conjunto da população é dividida em um torneio, ou seja, uma série de torneios são realizadas neste método, e o vencedor de cada torneio é selecionado para a próxima geração e os demais são eliminados.

No método da roleta cada indivíduo da população é representado em uma roleta proporcionalmente ao seu índice de aptidão, sendo que os indivíduos com maior aptidão têm maior porção na roleta enquanto os indivíduos menos aptos têm porção menor. Na Tabela 33 e Figura 135, uma população com 4 indivíduos e seus respectivos valores de mérito de acordo com uma dada equação e seus valores percentuais.

Tabela 33 - Representação do método da roleta.

	Código	Mérito	% População
Indivíduo 1	1010	10	23,81
Indivíduo 2	1011	5	11,90
Indivíduo 3	0011	2	4,76
Indivíduo 4	1001	25	59,52
Soma		42	100 %

Figura 135 - Distribuição dos indivíduos na roleta.

A probabilidade p_i do i -ésimo indivíduo da população vir a ser selecionado para reprodução é proporcional ao valor da função de aptidão, $f_i = f(x_i)$:

$$p_i = \frac{f_i}{\sum_{i=1}^m f_i} \quad (5.69)$$

onde m é o tamanho da população.

A roleta é girada tantas vezes quantas forem necessárias para obter o número requerido de pares de indivíduos para o cruzamento e mutação, selecionando um número mínimo de indivíduos dois (um par) até o mesmo número de indivíduos que a população inicial.

Posterior aos pares serem formados, passa-se aos demais operadores genéticos: o cruzamento e a mutação.

Cruzamento

No cruzamento é realizada a permutação do material genético entre os pares de indivíduos selecionados previamente. Após serem formados os pares, ocorre o cruzamento entre indivíduos, mas este cruzamento pode ou não ocorrer dependendo da probabilidade de cruzamento. Esta probabilidade deve ser alta, entre 70% e 100%, similar ao que ocorre na natureza, onde a maioria dos casais tem filhos.

Figura 136 - Exemplo de cruzamento de indivíduos com codificação binária.

A Figura 136 mostra uma das possibilidades de cruzamento, mas uma infinidade de outros tipos pode ocorrer. O operador de cruzamento pode ocorrer em um ponto ou em vários pontos, Figura 137 e Figura 138.

Figura 137 - Cruzamento em um ponto.

Figura 138 - Cruzamento em dois pontos.

Mutação

Na mutação ocorre a inserção de material genético novo na população. Assim como o cruzamento, este processo pode ou não ocorrer de acordo com dada probabilidade de mutação. Esta probabilidade deve ser baixa, entre 0 e 5%, análogo ao que ocorre na natureza, onde raramente são verificadas mutações ou anormalidades nos indivíduos. Além disto, a probabilidade deve ser baixa para que a busca pelo indivíduo ótimo não seja puramente aleatória. A mutação pode ser realizada de várias maneiras. Um exemplo pode ser verificado na Figura 139, onde os valores dos bits sete e oito foram invertidos criando um indivíduo filho novo:

$$\text{Filho 2} = [0\ 0\ 0\ 1\ 0\ 1\ 1\ 0\ 1] \qquad \text{Filho 2 mut} = [0\ 0\ 0\ 1\ 0\ 1\ 0\ 1\ 1]$$

Figura 139 - Mutação de indivíduos com codificação binária.

Convergência

A convergência é atingida conforme critério pré-determinado. Pode-se estabelecer um erro máximo admissível para uma aptidão requerida. Outro método de testar a convergência é através da diversidade genética da população. Assim, se os indivíduos são muito parecidos entre si, pode significar que estejam na mesma região. Isto demonstra que a função está próxima de

um máximo ou mínimo. Para que não ocorram simulações indefinidamente antes de se atingir os critérios acima, pode-se estipular um número máximo de gerações admissíveis.

Em resumo, a metodologia utilizando algoritmos genéticos segue os seguintes passos:

- (1) construção de uma população inicial aleatória dos cromossomos;
- (2) avaliar a aptidão de cada membro (decodificar os cromossomos);
- (3) criar uma nova população por reprodução através da troca de material genético entre cromossomos;
- (4) avaliar a aptidão dos novos cromossomos na população;
- (5) substituir (parcial ou totalmente) os cromossomos antigos com a nova população;
- (6) verificar se o indivíduo mais apto atende à exigência;
- (7) caso não: repetir o processo a partir do passo 3.

Como mencionado anteriormente, no presente estudo será utilizado o algoritmo genético no processo de otimização pois o mesmo busca o ótimo sem requerer informação da derivada ou o comportamento do problema. Além disso, não necessita estimativa do ponto inicial, tem maior facilidade em trabalhar com otimização multiobjetivo, procura encontrar o mínimo global do problema de otimização evitando os mínimos locais.

Conforme Tabassum e Mathew (2014), os algoritmos genéticos são menos complexos e mais simples em comparação com outros algoritmos. Também eles são mais fáceis de serem transferidos e aplicados em plataformas diferentes, aumentando assim a sua flexibilidade.

Figura 140 - Fluxograma básico de um algoritmo genético, Silva (2003).

5.5.4. Otimização Multiobjetivo

A formulação do problema de otimização definido anteriormente referia-se a problemas denominados otimização de simples objetivo, ou seja:

$$\begin{aligned}
 &\min f(\mathbf{x}) \\
 &\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n] \\
 &\text{sujeito a } \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}
 \end{aligned} \tag{5.70}$$

Todavia em muitas aplicações de otimização frequentemente incluímos mais de um objetivo, sendo que as funções objetivo empregadas são em geral conflitantes entre si. Problemas deste tipo são denominados multiobjetivos. Diz-se que duas funções objetivo (f_1 e

f_2) são conflitantes quando não é possível melhorar o valor de f_1 sem piorar o valor da função f_2 . A formulação geral de um problema de otimização multiobjetivo é:

$$\begin{aligned} \min \quad & f_1(\mathbf{x}), \dots, f_m(\mathbf{x}) \\ \mathbf{x} = & [x_1, x_2, \dots, x_n] \\ \text{sujeito a} \quad & \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0} \end{aligned} \quad (5.71)$$

Para o caso de um problema de otimização de objetivo único é simples comparar soluções e identificar a melhor. Mas quando tratamos de problemas com vários objetivos, considerações especiais são necessárias para comparar diferentes alternativas, e o conceito de soluções não-dominadas é frequentemente usado.

Uma solução é dita não-dominada ou não-inferior, ou **ótimo de Pareto**, se não existe outra solução factível que poderia melhorar qualquer um dos objetivos sem degradação de pelo menos um dos outros objetivos. A Figura 141 exemplifica as soluções não-dominadas que formam a fronteira de Pareto e as soluções dominadas. Verifica-se o ponto dito utópico (ou ideal), que corresponde ao mínimo de todas as funções objetivo e, tipicamente, não é um ponto real e viável.

Figura 141 - Soluções não-dominadas e dominadas.

Na Figura 142 demonstra-se exemplos de conjuntos ótimos de Pareto, conforme várias combinações de maximização/minimização de duas funções f_1 e f_2 . Também ilustra-se a possibilidade de conjuntos ótimos de Pareto a serem formados por uma região contínua ou pela união de regiões descontínuas.

Figura 142 - Exemplos de conjuntos ótimos de Pareto, Ticona e Delbém (2008).

O conjunto de todas as soluções ótimas de Pareto, ou soluções não-dominadas, é chamado o **conjunto ótimo de Pareto** e a representação desse conjunto no espaço objetivo é denominado **Fronteira ótima de Pareto**. A fronteira ótima de Pareto é uma curva, uma superfície, ou uma hipersuperfície para o caso de dois, três, ou mais objetivos conflitantes, respectivamente.

A maneira mais comum de se conduzir otimizações multiobjetivo é atribuindo pesos para as funções objetivo e formular a soma ponderada como:

$$\begin{aligned} \min \quad & \sum_{i=1}^m w_i f_i(\mathbf{x}) \\ \mathbf{x} = & [x_1, x_2, \dots, x_n] \\ \text{sujeito a} \quad & \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0} \end{aligned} \tag{5.72}$$

onde os pesos individuais w_i são números positivos cuja a soma é a unidade, ou seja, $\sum w_i = 1$.

No processo de otimização usando metamodelos, serão utilizados dois métodos de otimização existentes no software de cálculo numérico, os métodos SQP ou NP ou FMINCON e GA. Ambos os métodos conseguem lidar com grande quantidade de variáveis, restrições lineares, restrições não-lineares, e ainda estas restrições podem ser de igualdade e desigualdade.

Mas, todavia, no caso de otimização com múltiplos objetivos o único método implementado no software que permite este tipo de análise é o GA.

5.5.5. Otimização Multiobjetivo utilizando Algoritmos Genéticos

Alguns algoritmos têm sido propostos para resolução de problemas de otimização multiobjetivo empregando algoritmos genéticos, dentre eles destacam-se:

- MultiObjective Genetic Algorithm (MOGA);
- Niched-Pareto Genetic Algorithm (NPGA);
- Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA)

Mas uma nova geração de algoritmos genéticos multiobjetivo introduziu o elitismo, dentre os mais conhecidos:

- Strength Pareto Evolutionary Algorithm (SPEA, SPEA2);
- Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA-II).

A otimização multiobjetivo usando algoritmos genéticos no software que usamos (função *gamultiobj*) aplica um algoritmo genético elitista controlado, uma variante do NSGA-II (algoritmo popular usado para resolver problemas de otimização multiobjetivos desenvolvido

por Deb et al. (2002)). Um algoritmo genético elitista sempre favorece indivíduos com melhor valor de adaptação, enquanto que um algoritmo genético elitista controlado também favorece indivíduos que podem ajudar a aumentar a diversidade da população, mesmo que tenham um valor menor de aptidão. Isto é muito importante para manter a diversidade da população para uma convergência da fronteira ótima de Pareto. Isto é realizado através do controle dos membros de elite da população como o algoritmo progride. Duas opções são usadas para controlar o elitismo: a opção fração de Pareto (*ParetoFraction*) limita o número de indivíduos na fronteira de Pareto (membros da elite) e a função de distância (*DistanceFcn*) ajuda a manter a diversidade na fronteira, favorecendo indivíduos que estão relativamente longe da fronteira.

Figura 143 - Ordenação por dominância (modificado de Deb, 2011).

O algoritmo NSGA-II caracteriza-se por inserir o elitismo na busca ordenando (por classificação) as soluções não-dominadas e mantém a diversidade por meio de um estimador de densidade denominado distância de aglomeração, do inglês “*crowding distance – crowdist*”. Esta distância é utilizada para estimar a densidade de soluções em volta de uma solução em particular. A densidade é determinada pela distância média em relação aos pontos mais próximos em cada eixo objetivo, Figura 144.

Figura 144 - Cálculo da distância de aglomeração (modificado de Ryberg et. al, 2012).

Em qualquer geração t , a população filha (Q_t) é primeiramente criada usando a população pai selecionada (P_t) e os operadores de cruzamento e mutação. Posteriormente, as duas populações são combinadas em conjunto para formar uma nova população (R_t) de tamanho $2N$. Então, a população R_t é classificada novamente em diferentes classes com base na relação de não-dominância.

Na sequência, a nova população é preenchida por pontos de diferentes frentes não-dominadas, um de cada vez. O preenchimento se inicia com a primeira fronteira não-dominada (classe 1 ou ranque 1) e continua com pontos da segunda fronteira não-dominada, e assim por diante. Como o tamanho total da população R_t é $2N$, nem todas as fronteiras podem ser acomodadas dentro de N espaços disponíveis para a nova população. As fronteiras que não puderam ser acomodadas são excluídas. Quando a última fronteira permitida está sendo considerada, podem existir mais pontos na classe do que os possíveis para a nova população, este cenário é ilustrado na Figura 145.

Figura 145 - Esquema do modelo NSGA-II (modificado de Deb, 2011).

De forma geral, o NSGA-II ao aplicar o processo de seleção por torneio compara duas soluções para escolher a de melhor aptidão e que vai gerar descendentes na nova população. Assim, uma solução x é escolhida sobre uma solução y se:

- x possui uma classificação (rank) menor que y , isto significa, $rank_x < rank_y$
- ambas as soluções possuem a mesma classificação e x possui um maior valor de distância de aglomeração, isto é, se $rank_x = rank_y$ e $crowdist_x > crowdist_y$

5.6. Otimização com Variáveis Contínuas e Discretas

No decorrer do presente estudo foi desenvolvida uma sub-rotina com intuito de se trabalhar no processo de otimização com variáveis discretas, item de fundamental importância pois desejamos otimizar todo o sistema de retenção dos ocupantes minimizando determinados índices de lesões. Ao se trabalhar com o sistema de retenção em geral temos inúmeras variáveis discretas, como:

- alongamento do cinto de segurança;
- limitador de carga do cinto de segurança;
- tamanho da bolsa de ar;
- existência ou não de amarrações internas que dão forma as bolsas de ar (denominados em inglês de “tethers”);
- disposição ou localização dos tethers;
- tamanho dos tethers;

- tamanho dos orifícios de saída de ar das bolsas de ar (denominados em inglês de “*vent holes*”);
- carga de colapso da coluna de direção;
- existência ou não dos pré-tensionadores de tórax e pélvico.

E outras que podem ser contínuas como:

- tempo de disparo das bolsas de ar;
- tempo de disparo dos pré-tensionadores.

Sendo assim, a sub-rotina poderá mapear as variáveis no momento da otimização do sistema considerando tanto variáveis contínuas quanto discretas. Para demonstrar a efetividade do mapeamento das variáveis em contínuas e discretas durante o processo de otimização aplicou-se a metodologia em um exemplo simples de otimização. Dada a função $z(x, y)$:

$$R = \sqrt{(x^2 - \pi x) + (y^2 - 2,59y)}$$

$$z = \frac{-\sin R}{R} - 0,2$$

verifica-se que os valores $x = 1,5708$ e $y = 1,295$ definem o ponto mínimo da função $z = -2,0488$ no espaço definido das variáveis $[-10 \ 10]$, função em estudo mostrada na Figura 146.

Figura 146 - Função utilizada para demonstrar a otimização com variáveis contínuas e discretas.

Considerando ambas as variáveis discretas, que podem ser não inteiras ou inteiras, com os seguintes valores possíveis:

$$x = [-10 \ -9,5 \ -8,2 \ -7 \ -6 \ -5 \ -4 \ -3 \ -2 \ 0 \ 1 \ 1,6 \ 1,65 \ 1,705 \ 1,72 \ 1,8 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9 \ 10]$$

$$y = [-10 \ -9 \ -8 \ -7 \ -6 \ -5 \ -4 \ -3 \ -2 \ -1 \ 0 \ 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9 \ 10]$$

e realizando o processo de otimização por algoritmos genéticos com as variáveis discretas para determinar os valores de (x, y) que minimizam a função z , temos que:

$$z = -2,0272$$

$$x = 1,6$$

$$y = 1,0$$

Por outro lado, também podemos considerar uma combinação de variáveis contínuas e discretas, sendo x variável contínua de intervalo $[-10 \ 10]$ e y discreta com os valores demonstrados anteriormente. Logo, os valores que minimizam a função são:

$$x = 1,5708$$

$$y = 1,0$$

$$z = -2,0274$$

No caso das variáveis assumirem valores discretos dentro de um espaço pré-definido criamos restrição à otimização. Por isto realizando otimização via algoritmo genético e utilizando os mesmos parâmetros verificamos significativo aumento na quantidade de gerações criadas para se obter o valor ótimo da função como verificado na Tabela 34 abaixo:

Tabela 34 - Quantidade de gerações conforme tipo de variável.

Tipo da Variável		Quantidade de Gerações
x	y	
Contínua	Contínua	5
Discreta não inteira	Discreta inteira	52
Contínua	Discreta inteira	64

5.7. Exemplos numéricos de otimização

A partir dos metamodelos criados anteriormente no item “Exemplos numéricos para criação do metamodelo” as funções analíticas geradas foram empregadas para avaliar os dois processos de otimização:

- Programação Quadrática Sequencial (SQP);
- Algoritmos Genéticos.

Como foi visto a função seno/exponencial tem máximo global $f(\mathbf{x}^*) = 1,7099$ em $\mathbf{x} = [1,8367, 0]$, a função Rosenbrock tem mínimo global $f(\mathbf{x}^*) = 0$ em $\mathbf{x}^* = [1, 1]$, a função Branin tem mínimo global $f(\mathbf{x}^*) = 0,397887$ em $\mathbf{x}^* = [-\pi, 12,275], [\pi, 2,275], [9,42478, 2,475]$ e a função Pico tem mínimo global $f(\mathbf{x}^*) = 6,55$ em $\mathbf{x}^* = [0,228, -1,63]$.

O método de otimização SQP necessita que seja atribuído um valor inicial para as variáveis, assim para as 4 funções $\mathbf{x}_0 = [0, 0]$. Por outro lado, o método de Algoritmo Genético não necessita da atribuição de valor inicial. Na Tabela 35 a Tabela 38 estão demonstrados os valores ótimos obtidos pelos métodos SQP e GA, além da quantidade de iterações para o caso de SQP e a quantidade de gerações para o caso de GA requeridas para obter os valores ótimos baseados nos critérios de erro e tolerância aplicados.

Tabela 35 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função seno/exponencial e valor da função.

	Máximo	x1	x2	Iteração/Geração
Exato	1.7099	1.8367	0	
Polinomial NP/SQP	1.5842	1.8661	-0.0509	8
Polinomial GA	1.5842	1.8662	-0.0509	86
RBF NP/SQP	1.7109	1.8366	-0.0007	10
RBF GA	1.7109	1.8366	-0.0007	83
Kriging NP/SQP	1.7105	1.8366	-0.0003	10
Kriging GA	1.7105	1.8366	-0.0003	79
RBF SOM NP/SQP	1.7109	1.8392	0.0084	10
RBF SOM GA	1.7109	1.8392	0.0084	95

Tabela 36 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Rosenbrock e valor da função.

	Mínimo	x1	x2	Iteração/Geração
Exato	0	1	1	
Polinomial NP/SQP	-138.781	-0.09	1.6806	8
Polinomial GA	-138.781	-0.09	1.6806	94
RBF NP/SQP	-14.7902	0.1139	-0.0322	9
RBF GA	-31.3925	0.9403	0.9293	131
Kriging NP/SQP	4.7081	-0.7088	0.4826	16
Kriging GA	4.7078	-0.7136	0.4899	167
RBF SOM NP/SQP	-24.378	0.1014	-0.0854	9
RBF SOM GA	-24.378	0.1014	-0.0854	112

Tabela 37 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Branin e valor da função.

	Mínimo	x1	x2	Iteração/Geração
Exato	0.39787	$(-)\pi$	12.275	
Polinomial NP/SQP	-35.3401	10	-1.1764	6
Polinomial GA	-35.3401	10	-1.1764	116
RBF NP/SQP	-1.87	0.7469	4.3654	10
RBF GA	-36.7574	10	-1.0609	130
Kriging NP/SQP	-1.0056	3.2645	2.0333	10
Kriging GA	-2.6562	-3.4221	13.2081	102
RBF SOM NP/SQP	2.758	3.1743	2.8621	13
RBF SOM GA	-5.1878	-2.0055	10.6673	90

Tabela 38 - Ponto ótimo usando metamodelos para a função Pico e valor da função.

	Mínimo	x1	x2	Iteração/Geração
Exato	-6.55	0.228	-1.63	
Polinomial NP/SQP	-2.8743	3	-1.684	9
Polinomial GA	-2.8743	3	-1.684	127
RBF NP/SQP	-0.151	2.7333	1.5216	12
RBF GA	-6.5506	0.3048	-1.7637	90
Kriging NP/SQP	-0.1831	2.7215	1.5296	11
Kriging GA	-6.6534	0.2605	-1.7865	97
RBF SOM NP/SQP	-0.8562	2.0002	3	13
RBF SOM GA	-6.5405	0.3207	-1.762	92

Como visto nas tabelas, para funções menos complexas onde os metamodelos estudados tem boa aproximação da função ambos os algoritmos de otimização determinaram adequadamente o ponto ótimo. Já para funções mais complexas, a técnica de modelagem de Kriging com otimização por Algoritmos Genéticos obteve os melhores resultados.

Mas claramente, a melhor previsão do ponto ótimo dependerá:

- da precisão do metamodelo utilizado para aproximar a função exata ou fenômeno físico;
- no caso de SQP, vai depender ainda do valor inicial atribuído, pois pode indicar mínimos locais ao invés de globais.

Outro ponto relevante para escolha do método de Algoritmo Genético para otimização é que ele é capaz de trabalhar com otimização multiobjetivos.

Tendo em vista as conclusões obtidas acima, será aplicada nesta tese uma metodologia de otimização por **Algoritmos Genéticos** de problemas gerados por **Metamodelos de Kriging**.

5.8. Otimização via Algoritmo Genético baseado em Metamodelo de Kriging (Estudo de Casos)

Após definição da metodologia de otimização no capítulo anterior, foram realizados alguns estudos de otimização de problemas não lineares dinâmicos existentes na indústria automotiva, como segue.

Estudo de caso 1.

Conforme regulamentação técnica global #9 de 2009 (“*Global technical regulation No. 9 – GTR #9*”, 2009) das Nações Unidas, nos casos que envolvem impactos veiculares frontais contra pedestres, os níveis aceitáveis para lesões da perna do pedestre devem estar abaixo dos seguintes limites:

- Máximo ângulo de flexão lateral do joelho $\leq 19.0^\circ$;
- Máximo deslocamento lateral do joelho ≤ 6.0 mm;
- Máxima aceleração lateral na tíbia $\leq 170g$.

Figura 147 - Posição do impactador, modificado de GTR#9 (2009).

De acordo com a regulamentação, a perna tipo TRL deve impactar a região frontal do veículo com velocidade de 40 km/h, Figura 147 ilustra a posição do impactador. Baseado em um veículo existente que cumpre os requisitos de lesões foi realizada a otimização do sistema de absorção de energia utilizado para proteção de pedestres. O objetivo foi minimizar a massa com restrição das lesões. A favor da segurança, foi utilizado coeficiente de segurança de 20%, o problema sendo representado por:

$$\min_{[tI\text{Bar}, tLBS, tSLBS]} m(tI\text{Bar}, tLBS, tSLBS)$$

$$\text{sujeito a} \quad \begin{array}{ll} g_1 \leq 136g, & \text{Aceleração} \\ g_2 \leq 15.2^\circ, & \text{Flexão} \\ g_3 \leq 4.8\text{ mm}, & \text{Deslocamento} \end{array}$$

Figura 148 - Variáveis de estudo na otimização do sistema de proteção de pedestre.

Figura 148 mostra os três componentes que fazem parte do sistema de absorção de energia dos quais foram otimizadas as espessuras, viga de impacto (tIBar), enrijecedor inferior (tLBS) e os dois suportes do enrijecedor (tSLBS). Neste estudo foi desconsiderada a espuma frontal que auxilia na absorção de energia.

Tabela 39 - Limites inferiores e superiores atribuídos as variáveis de estudo (em mm).

	LB	UB
tIBar	0.8	2.2
tLBS	0.7	1.7
tSLBS	0.5	1.5

A matriz de experimentos do tipo LHS usada para a criação do metamodelo de Kriging, com variáveis contínuas, está demonstrada na Tabela 40.

Tabela 40 - Matriz de experimentos do tipo LHS.

As simulações numéricas dos experimentos foram realizadas em software comercial que realiza simulações numéricas não-lineares e dinâmicas utilizando elementos finitos. Considerou-se as posições de impacto central e deslocada lateralmente 260 mm em relação ao plano longitudinal do veículo. A Tabela 41 mostra os resultados obtidos.

Tabela 41 - Resultados das simulações de acordo com a matriz de experimentos.

	Variáveis			y=0				y=260		
				Massa	Respostas			Respostas		
	t Bar	t BS	tSLBS		Acceleeração	Ângulo	Deslocamento	Acceleeração	Ângulo	Deslocamento
					[g]	[°]	[mm]	[g]	[°]	[mm]
Baseline	1.5	1.2	0.8	3.362	106.2	10.7	3	132.7	12.1	3.1
1	1.612931	0.956819	0.790521	3.463	107.2	11.8	3.2	132.3	12.5	3.1
2	1.696465	1.515044	0.573073	3.754	109.7	12	3.2	137.7	12.5	3.2
3	0.950848	1.415799	0.650921	2.432	100	4.4	2.3	121.1	9.5	3.1
4	1.790526	1.691336	1.403142	4.261	114.3	11.4	3.4	144.6	11.7	3.2
5	1.442679	1.128169	1.192675	3.363	109.3	9.8	3	131	11.6	3.1
6	0.873271	0.808906	0.857135	2.129	90.9	3.9	2.1	111.6	9.1	3
7	1.227088	1.459955	1.452675	3.198	105.6	7	2.8	131.8	10.5	3.2
8	1.368893	1.621607	0.515392	3.201	108.2	9.3	2.9	134.6	11.8	3.1
9	1.941022	1.149107	0.976222	4.174	116.8	13.2	3.6	137.9	12.8	3.1
10	2.082716	1.37228	0.902011	4.485	121.7	13.5	3.7	139.9	12.9	3.2
11	1.098789	1.266921	1.307759	2.850	99.9	5.7	2.6	128.1	10.1	3.1
12	2.180416	0.928126	1.371628	4.639	119.3	13.8	3.8	137.2	12.8	3.2
13	1.871764	1.062713	0.716825	3.934	115.8	13.3	3.5	137.2	12.9	3.1
14	1.302679	0.871807	1.076302	2.979	104.6	8.6	2.9	125.6	11.7	3.1
15	1.543229	1.223997	1.004124	3.514	108.2	10.8	3.1	133.7	12	3.2
16	1.001331	0.732919	1.179381	2.430	92	4.9	2.5	117.6	10.1	3.1

A partir dos resultados das simulações foram criados os metamodelos. Usando a formulação analítica do fenômeno fornecida pelos metamodelos, pode-se realizar a otimização

não-linear com restrição utilizando a programação não-linear do tipo SQP e Algoritmo Genético.

Tabela 42 - Resultado dos índices de lesões otimizando as espessuras por Algoritmo Genético utilizando Metamodelo e valores obtidos por simulação em elementos finitos (EF).

	Variáveis			Massa	y=0			y=260		
					Respostas			Respostas		
	tIBar	tLBS	tSLBS		Acceleeração	Ângulo	Deslocamento	Acceleeração	Ângulo	Deslocamento
					[g]	[°]	[mm]	[g]	[°]	[mm]
Baseline	1.5	1.2	0.8	3.362	106.2	10.7	3	132.7	12.1	3.1
Otimização
Previsto
Metamodelo	0.8	0.8697	0.84	2.059	90.3	3.3	2	110.7	8.7	3
Otimização
Verificação EF	0.8	0.8697	0.84	2.018	91.3	3.5	1.9	110.3	8.3	3
Diferença (%)				2.007	-1.095	-5.714	5.263	0.363	4.819	0.000

Na Tabela 42 temos os valores da massa e índices de lesões para o modelo base e os valores das variáveis otimizadas bem como a predição da massa e dos índices de lesões para as espessuras otimizadas via algoritmo genético baseado em metamodelos. Para confirmarmos os valores preditos de massa e lesões, as espessuras otimizadas foram incorporadas no modelo de elementos finitos e realizou-se a simulação e análise dos resultados. Nota-se que o erro máximo entre os valores de lesão previstos pelo metamodelo e a simulação em elementos finitos foi de 5,7%, mostrando uma excelente aproximação realizada pelo metamodelo. Além disto, a massa foi reduzida de **3,362 kg** (baseline) para **2,018 kg** após o processo de otimização baseada em metamodelagem, **redução de 40% na massa total** dos três componentes.

Estudo de caso 2.

O problema refere-se ao estudo de impacto frontal contra poste de um veículo simplificado. A Figura 149 mostra o veículo deformado depois de 50 ms.

Figura 149 - Impacto frontal contra poste central, deformação após 50 ms, Stander e Roux (2012).

O objetivo é minimizar a massa e a intrusão, com a restrição de que o HIC deve ser menor que 250.

$$\begin{aligned} & \min_{[t_{bumper}, t_{hood}]} \text{massa, intrusão}(50 \text{ ms}) \\ & \text{sujeito a } g_1 < 250, \quad \text{HIC} \end{aligned}$$

Foram utilizadas as mesmas 20 amostras geradas pelo método de “*space filling*” conforme Stander e Roux (2012) e os resultados obtidos por simulações em elementos finitos para serem criados os metamodelos. Aplicou-se a metodologia de otimização por algoritmo genético (GA), pois como explicado anteriormente é a única que comporta otimização multiobjetivo no software comercial utilizado. A Figura 150 mostra a Fronteira de Pareto obtida pela otimização utilizando metamodelo, segundo a metodologia aqui desenvolvida.

Figura 150 - Fronteira de Pareto.

Analisando o gráfico de Fronteira de Pareto temos:

| W_{mass} | $W_{\text{intrusion}}$ | t_{bumper}
(mm) | t_{hood}
(mm) | Massa
(kg) | Intrusão
(mm) | HIC |
|-------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------------|---------------|------------------|----------|
| 0 | 1 | 4,9999 | 2,5910 | 0,8948 | 523,2143 | 249,7776 |
| 1 | 0 | 1,0000 | 1,0012 | 0,2886 | 582,4886 | 99,6178 |
| ~0,5 | ~0,5 | 1,1118 | 1,8510 | 0,4874 | 546,1 | 243,6317 |

Podemos verificar que o ponto utópico de mínima intrusão e mínima massa seria:

Intrusão (mm)	Massa (kg)
523,2143	0,2886

Se considerarmos somente a massa como objetivo de minimizar ($w_{\text{mass}}=1$ e $w_{\text{intrusion}}=0$) teríamos $t_{\text{bumper}}=1,000$ mm e $t_{\text{hood}}=1,0012$ mm com $\text{mass}=0,2886$ kg, mas com $\text{intrusion}=582,4886$ mm. Por outro lado, se considerarmos somente a intrusão como objetivo de minimizar ($w_{\text{intrusion}}=1$ e $w_{\text{mass}}=0$) teríamos $t_{\text{bumper}}=4,9999$ mm e $t_{\text{hood}}=2,5910$ mm com $\text{intrusion}=523,2143$ mm e $\text{mass}=0,8948$ kg.

Considerando peso para a massa e intrusão de aproximadamente 50%, tem-se $\text{mass}=0,4874$ e $\text{intrusion}=546,1$, com $t_{\text{bumper}}=1,1118$ e $t_{\text{hood}}=1,8510$. Analisando o gráfico de Fronteira de Pareto, determina-se o peso de cada objetivo.

Tabela 43 - Comparativo entre os resultados obtidos pelo processo de otimização aqui desenvolvido e os resultados de Stander e Roux (2012).

Resultados obtidos pela otimização usando metamodelo.						
w_{mass}	$w_{\text{intrusion}}$	t_{bumper}
(mm)	t_{hood}
(mm)	Massa
(kg)	Intrusão
(mm)	HIC
0	1	4,9999	2,5910	0,8948	523,2143	249,7776
1	0	1,0000	1,0012	0,2886	582,4886	99,6178
~0,5	~0,5	1,1118	1,8510	0,4874	546,1	243,6317
Resultados de Stander e Roux (2012)						
w_{mass}	$w_{\text{intrusion}}$	t_{bumper}
(mm)	t_{hood}
(mm)	Massa
(kg)	Intrusão
(mm)	-
0	1	5,0	2,4	0,86	525	-
1	0	1,0	1,0	0,29	581	-
1	1	1,2	1,9	0,51	545	-

A maior diferença percentual entre a otimização multiobjetivo usando metamodelo e os valores obtidos por Stander e Roux foi de 8% para a variável “thood” no caso de $w_{\text{intrusion}}=1$ e $w_{\text{mass}}=0$. Todavia analisando a média das diferenças percentuais a diferença foi de 0,2%.

Com base nas conclusões obtidas neste capítulo referentes a técnica de metamodelagem e do método de otimização, no próximo capítulo será aplicado o processo de otimização por **Algoritmos Genéticos** utilizando **Metamodelos de Kriging** no veículo em desenvolvimento na presente tese. Isto, para obter-se um veículo com a menor massa possível da estrutura em estudo e que cumpra os requisitos de segurança veicular conforme regulamentações das Nações Unidas.

6. OTIMIZAÇÃO BASEADA EM METAMODELOS DO AUTOMÓVEL URBANO SEGURO (AUS)

Após a estrutura inicial do AUS ter sido projetada, o passo seguinte e o mais importante do presente trabalho foi otimizar a estrutura com foco em requisitos estruturais e biomecânicos em condições de impacto veicular. A otimização da estrutura considerando requisitos biomecânicos é de extrema relevância no estudo, pois os estudos de otimização na área automotiva em sua maioria não utilizam metamodelos para índices de lesões.

Inicialmente os casos de impacto serão analisados independentes um dos outros, ou seja, será realizado o processo de otimização via algoritmos genéticos baseado em metamodelos para cada caso de impacto (ECE R12, ECE R32, ECE R95 e ECE R94).

6.1. Otimização – Impacto Frontal Contra Barreira Rígida Indeformável (ECE R12)

Na concepção ou fase inicial de desenvolvimento de novas estruturas veiculares o estudo de impacto frontal do veículo contra barreira rígida indeformável é um dos primeiros a ser realizado. Por meio deste, podem ser analisadas a forma de absorção de energia da estrutura frontal, bem como os caminhos de carga decorrentes do impacto, verificando se os caminhos são contínuos pela estrutura ou existem pontos de descontinuidade que tornam a estrutura instável.

De acordo com De Santis, 1996 e Leeuwen 1997 *apud* Witteman, 1999, existem duas fases distintas de deformação da estrutura no caso de impacto frontal contra barreira deformável. Na primeira fase, as longarinas começam a se deformar, na segunda fase o motor é forçado para trás deformando a parede corta fogo e o assoalho, causando as intrusões no habitáculo, como visto no Capítulo 1. Mas como em nosso veículo não temos um motor posicionado nessa região frontal, teremos somente uma fase de absorção de energia pela estrutura frontal do veículo. Em nosso projeto tem-se absorvedores de energia inferior e superior, os denominados “*crash boxes*” em inglês, e ainda vigas de impacto também inferior e superior.

Aqui, os únicos requisitos estruturais são o deslocamento da parte superior da coluna de direção e sua haste, sendo que não devem se deslocar para trás, horizontal e paralelamente ao eixo longitudinal do veículo, mais de 127 mm e também não mais do que 127 mm verticalmente

para cima. Ambas as dimensões são consideradas em relação a um ponto do veículo não afetado pelo impacto, Figura 151.

Figura 151 - Medição do deslocamento da ponta da coluna de direção e da coluna A em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.

Como verificado na regulamentação ECE R12, não existe uma métrica que limita o deslocamento da coluna A. Entretanto, deseja-se desenvolver uma estrutura que propicie fácil remoção dos ocupantes em caso de colisão frontal. Para isto, quanto mais íntegras estiverem as regiões das portas mais fácil torna-se a abertura das mesmas para remoção dos ocupantes. Assim, será utilizado como valor máximo 40 mm, valor este encontrado em testes realizados pela ENCAP com carros do ano de 2000, Figura 152, e refere-se ao deslocamento da dobradiça superior das portas dianteiras, Paine e Griffiths, 2001.

*IIHS – valores baseados na redução da abertura da porta

Figura 152 - Deslocamento da coluna A (modificado de Paine e Griffiths, 2001).

Em nosso estudo a deformação residual da coluna A foi analisada em 3 pontos, conforme mostrado na Figura 151, mas utilizou-se o valor do ponto mais crítico na otimização.

Para a definição dos componentes mais relevantes na deformação global da estrutura em caso de impacto frontal contra barreira rígida, foram analisados resultados de simulações numéricas preliminares. Notou-se que 22 componentes do total de 111 partes que compõem a estrutura (desconsiderando rodas, pneus, freios, baterias, sistema de direção, portas, motores elétricos, molas, amortecedores, em resumo os componentes que não fazem parte do chamado BIW) são responsáveis por absorver a maior quantidade da energia proveniente do impacto frontal. Tomando como referência o modelo inicial, a energia absorvida pelos 22 componentes corresponde a 84% da energia total absorvida por todos os 111 componentes em estudo, como pode ser verificado na Figura 153. Além disto, a massa total destas 22 partes é de 52,423 kg. Sendo que a massa das 111 partes do BIW + bandejas das suspensões é 116,446 kg. Todavia, considerando somente as 73 partes que fazem parte do escopo da otimização a massa é 98,955 kg.

Figura 153 - Energia interna dos 22 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.

A Figura 154, Figura 155 e Figura 156 mostram os 22 componentes, e suas denominações, que fazem parte da otimização realizada no caso do evento de impacto frontal conforme regulamentação ECE R12. Como o veículo tem simetria em relação ao plano longitudinal, tem-se 14 espessuras diferentes que representam as variáveis de projeto a serem otimizadas.

Figura 154 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12.

Figura 155 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12, continuação.

Figura 156 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R12, continuação.

Na Tabela 44 estão descritas as variáveis, utilizadas na otimização de impacto frontal, assim como as espessuras iniciais e os limites atribuídos as espessuras para a criação da matriz de experimentos de simulação. Atribuiu-se o limite inferior das espessuras como sendo 0,1 mm, pois caso na otimização seja verificado que alguma espessura atingiu este valor existe a possibilidade de eliminar este componente, ou significa que ele não está contribuindo no caso em questão.

Tabela 44 - Variáveis de projeto consideradas no estudo de impacto traseiro (ECE R12).

Variável	Condição Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
	[mm]	[mm]	[mm]
IBarFLow	1,3	0,1	3,0
IBarFUp	1,3	0,1	3,0
CrBoFLow	1,5	0,1	3,0
CrBoFUp	1,5	0,1	3,0
FrontRei	2,0	0,1	3,0
TubFLow	1,1	0,1	3,0
TubFUp	1,1	0,1	3,0
RockRei	1,0	0,1	3,0
AplaRei	1,5	0,1	3,0
ApilrUp	1,1	0,1	3,0
FramFrt	2,1	0,1	3,0
FramInt	1,8	0,1	3,0
Cpillar	1,1	0,1	3,0
Floor	0,8	0,1	3,0

Uma matriz com 70 experimentos foi criada utilizando o método de amostragem Hipercubo Latino, com limites inferiores de 0,1 mm à limites superiores de 3,0 mm para as 14 variáveis de projeto.

Com os resultados das simulações em elementos finitos foram criados os metamodelos para os seguintes parâmetros:

- massa;
- deslocamento da coluna de direção na direção longitudinal;
- deslocamento da coluna de direção na direção vertical;
- deformação residual da coluna A;
- energia absorvida pelos absorvedores frontais.

Além do modelo com as espessuras iniciais, foram simulados mais dois casos considerando as partes em análise (22 componentes / 14 espessuras) com a mesma espessura,

1,0 mm e 2,0 mm. Assim foram comparados os valores previstos pelos metamodelos com os obtidos nas simulações em elementos finitos, Tabela 45.

Tabela 45 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto frontal (ECE R12).

Função		Unidade	Metamodelo	Elementos Finitos	Diferença
Massa	Condição Inicial	[kg]	52,423	52,423	0%
	1,0 mm		41,588	41,588	0%
	2,0 mm		83,175	83,175	0%
Coluna de direção longitudinal	Condição Inicial	[mm]	6,52	6,1	-6,9%
	1,0 mm		14,40	13,2	9,1%
	2,0 mm		10,17	11,4	-10,8%
Coluna de direção vertical	Condição Inicial	[mm]	-31,50	-28,7	-9,8%
	1,0 mm		-18,68	-17,7	5,5%
	2,0 mm		-37,38	41,1	-9,1%
Deformação residual da coluna A	Condição Inicial	[mm]	33,15	35,9	7,7%
	1,0 mm		12,13	11,1	-9,2%
	2,0 mm		15,60	17,4	10,3%
Energia Interna	Condição Inicial	[J]	12696	13820	8,1%
	1,0 mm		16624	17976	7,5%
	2,0 mm		12739	11624	-9,6%

6.1.1. Discussões

A diferença máxima entre os valores preditos pelos metamodelos e os valores obtidos pela simulação em elementos finitos foi próxima de 10%. Este valor indica uma boa correlação considerando que os resultados previstos pelos metamodelos são obtidos em questões de segundos, ao contrário das simulações em EF que necessitam de horas ou dias para que sejam obtidos os resultados.

A otimização multiobjetivo via algoritmo genético teve como funções objetivo minimizar a massa e maximizar a energia interna dos absorvedores de energia frontais, *crash boxes*. As restrições da otimização são os deslocamentos longitudinal e vertical da coluna de direção que devem ser inferiores a 127 mm (101,6 mm com margem de segurança de 20%), deformação residual da coluna A que deve ser inferior a 40 mm.

Assim:

$$\begin{aligned} & \min \text{ massa} \\ & \max \text{ Energia} \\ & \text{sujeito a } Vol_x \leq 101,6mm \\ & Vol_z \leq 101,6mm \\ & Col_A \leq 40mm \end{aligned}$$

Analisando os resultados da otimização por meio da Fronteira de Pareto, Figura 157, tem-se os pontos utópicos. De um lado a mínima massa, que neste caso é 29,896 kg e do outro lado a máxima energia interna de 30707 J, ou seja, a energia absorvida pelos absorvedores de energia frontais. Nos casos utópicos as espessuras das 14 partes em estudo estão representadas na Tabela 46.

Figura 157 - Fronteira de Pareto para impacto frontal (ECE R12).

Tabela 46 - Valores utópicos para mínima massa ou máxima energia interna e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.

Variável	Mínima Massa	Máxima Energia Interna	Ponderação
	[mm]	[mm]	[mm]
IBarFLow	1,2222	0,5633	0,9775
IBarFUp	2,0745	2,4917	1,8997
CrBoFLow	1,7240	1,5456	1,6633
CrBoFUp	0,5311	0,1862	1,0651
FrontRei	1,8037	2,0675	2,3415
TubFLow	2,1527	2,3533	1,7961
TubFUp	1,6444	2,8878	1,4643
RockRei	0,6704	1,0479	1,3073
AplaRei	0,1506	0,6677	1,0418
ApilrUp	0,7120	0,8075	0,6861
FramFrt	1,3671	2,8086	1,5528
FramInt	0,7026	2,8310	1,4577
Cpillar	0,3268	0,4245	0,6618
Floor	0,3431	2,9631	0,5663

A combinação que será utilizada é intermediária aos valores utópicos. Isto porque a função primordial dos *crash boxes* é absorver energia por meio da deformação plástica e a energia não absorvida por eles é passada para as demais partes da estrutura. Caso contrário, o sistema de retenção dos ocupantes terá que gerenciá-la de forma adequada com objetivo de reduzir o risco de lesões graves aos ocupantes. O racional é: quanto menos energia é absorvida pela estrutura frontal mais é transferida para os ocupantes. Assim, assume-se o ponto intermediário onde a massa é 44,730 kg e a energia absorvida pelos absorvedores é 24429 J, ponto ótimo para nosso estudo mostrado na coluna ponderação da Tabela 46.

Verifica-se que tanto o modelo inicial quanto o modelo otimizado atendem os requisitos impostos. Assim, tem-se potencial de reduzir a massa de 52,423 kg para 44,730 kg. A Tabela 47 mostra os valores previstos pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação numérica em elementos finitos.

Tabela 47 - Diferença entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.

	Massa	Energia Interna	Coluna Direção X	Coluna Direção Z	Coluna A
Metamodelo	44,73	24429	10,3	-22,3	9,53
Elementos Finitos	44,73	22027	11,4	-20,4	10,6
Diferença (%)	0%	10,9%	9,6%	9,4%	10,1%

Conclui-se que existe boa correlação entre os resultados previstos pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação numérica. Aplicando otimização multiobjetivo a massa total da estrutura frontal, considerando 22 componentes, foi reduzida de 52,423 kg para 44,730 kg (-15%).

6.2. Otimização – Impacto Traseiro (ECE R32)

No estudo de otimização da estrutura no caso de um impacto traseiro, assim como nos demais estudos, foram realizadas simulações numéricas e análises preliminares com o intuito de verificar os principais componentes que mais influenciam o deslocamento longitudinal da projeção vertical no assoalho dos pontos “R” dos assentos em relação ao ponto de referência. A norma pede a verificação somente do deslocamento do último assento traseiro, todavia em nosso estudo consideramos os dois assentos.

Analisando os resultados das simulações numéricas preliminares, verificou-se que 21 componentes do total de 111 partes que compõem a estrutura (desconsiderando rodas, pneus, freios, baterias, sistema de direção, portas, motores elétricos, molas, amortecedores, em resumo os componentes que não fazem parte do chamado BIW) são responsáveis por absorver a maior quantidade da energia proveniente do impacto traseiro. Tomando como referência o modelo inicial, a energia absorvida pelos 21 componentes corresponde a 60% da energia total absorvida por todos os 111 componentes em estudo como pode ser verificado na Figura 158. A massa total destas 21 partes é de 29,390 kg, sendo que a massa das 111 partes do BIW + bandejas das suspensões é 116,446 kg. Considerando somente as 73 partes que fazem parte do escopo da otimização a massa é 98,955 kg.

Decorrente da simetria da estrutura do veículo, teremos 12 espessuras (variáveis) que serão avaliados na otimização.

Figura 158 - Energia interna dos 21 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.

A partir da Figura 159 até a Figura 162 mostram-se os 12 componentes que podem ter espessuras diferentes entre si e suas denominações. Estes fazem parte da otimização realizada no caso do evento de impacto traseiro (ECE R32).

Figura 159 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32).

Figura 160 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.

Figura 161 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.

Figura 162 - Componentes a serem otimizados no impacto traseiro (ECE R32), continuação.

Na Tabela 48 estão descritas as variáveis, componentes, utilizadas na otimização de impacto traseiro, bem como suas espessuras iniciais e os limites atribuídos as espessuras para a criação da matriz de experimentos de simulação. Atribuiu-se o limite inferior das espessuras como sendo 0,1 mm. Como comentado na otimização de impacto frontal ECE R12, caso seja

verificado que alguma espessura atingiu este valor significa que o componente não está contribuindo no caso em estudo.

Tabela 48 - Variáveis de projeto consideradas no estudo de impacto traseiro (ECE R32).

Variável	Condição Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
	[mm]	[mm]	[mm]
FramInt	1,8	0,1	3,0
FramRear	1,15	0,1	3,0
FramReUp	1,0	0,1	3,0
Cpillar	1,1	0,1	3,0
CplrBeam	1,4	0,1	3,0
TubStrRL	1,3	0,1	3,0
TubStrRV	1,3	0,1	3,0
RrArm	2,6	0,1	3,0
RrArmRei	2,0	0,1	3,0
RearAxle	1,2	0,1	3,0
CraBoxRe	1,15	0,1	3,0
ImpBarRe	1,2	0,1	3,0

Utilizando o método de amostragem Hipercubo Latino foi criada a matriz de 60 experimentos, sendo a mesma criada considerando os limites inferiores e superiores de 0,1 mm à 3,0 mm, respectivamente, para as 12 variáveis de projeto. Após serem realizadas as 60 simulações numéricas em elementos finitos foram criados os metamodelos para os seguintes parâmetros:

- massa;
- deslocamento longitudinal do ponto R do motorista;
- deslocamento longitudinal do ponto R do passageiro;
- esmagamento (do inglês “*crush*”) do absorvedor de energia (do inglês “*crash box*”) traseiro esquerdo;
- esmagamento do absorvedor de energia traseiro direito;
- energia interna dos absorvedores de energia traseiros.

A precisão dos metamodelos foi verificada comparando os resultados previstos pelos metamodelos com os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos como visto na Tabela 49. Foram comparados os resultados atribuindo-se espessuras iguais de 1,0 mm e 1,5 mm para as 12 variáveis.

Tabela 49 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto traseiro (ECE R32).

Função		Unidade	Metamodelo	Elementos Finitos	Diferença
Massa	Condição Inicial	[kg]	29,390	29,390	0,00%
	1,0 mm		21,899	21,899	0,00%
	1,5 mm		32,849	32,848	0,00%
Crush do crash box traseiro esquerdo	Condição Inicial	[mm]	57,10	56,81	0,51%
	1,0 mm		65,12	61,87	5,25%
	1,5 mm		36,46	40,23	-9,37%
Crush do crash box traseiro direito	Condição Inicial	[mm]	55,33	58,18	-4,90%
	1,0 mm		39,79	56,33	6,14%
	1,5 mm		37,17	41,16	-9,69%
Deslocamento longitudinal do Ponto R motorista	Condição Inicial	[mm]	6,73	6,23	8,10%
	1,0 mm		5,37	4,90	9,59%
	1,5 mm		6,11	6,68	-8,54%
Deslocamento longitudinal do Ponto R passageiro	Condição Inicial	[mm]	4,22	3,87	9,07%
	1,0 mm		3,04	3,24	-6,02%
	1,5 mm		5,78	5,37	7,64%
Energia interna dos crash boxes traseiros	Condição Inicial	[J]	4979	5485	-9,23%
	1,0 mm		4524	4976	-9,09%
	1,5 mm		5771	6336	-8,91%

6.2.1. Discussões

Pode ser verificado na Tabela 49 que as máximas diferenças entre os valores previstos pelos metamodelos e os valores obtidos pela simulação em elementos finitos foram inferiores a 10%, uma excelente relação tendo em vista que os resultados previstos pelos metamodelos são obtidos em questões de segundos, ao contrário dos resultados via elementos finitos onde são necessárias horas de simulação.

A otimização multiobjetivo via algoritmo genético teve como funções objetivo minimizar a massa e maximizar o esmagamento dos absorvedores de energia traseiros, Figura 163. Isto porque estes têm a função de absorver a maior quantidade de energia por meio de deformação plástica, reduzindo a quantidade de energia passada aos demais componentes. Foi verificada ainda a energia interna destes absorvedores de energia.

Figura 163 - Medição do esmagamento dos absorvedores de energia traseiros.

As restrições da otimização são os deslocamentos longitudinais dos pontos R do passageiro e motorista, Figura 164, com respeito a uma região do veículo que não sofre deformação devido ao impacto. Os deslocamentos devem ser inferiores a 60 mm, considerando 20% de margem de segurança sobre o permissível pela norma que é 75 mm. Esta regulamentação somente especifica requisitos estruturais.

$$\begin{aligned}
 &\min \text{ massa} \\
 &\max \text{ crush}_{LE}, \text{ crush}_{LD} \\
 &\text{sujeito a } R_{mot} \leq 60\text{mm} \\
 &\quad R_{pass} \leq 60\text{mm}
 \end{aligned}$$

Figura 164 - Pontos R do motorista e passageiro.

Analisando os dados por meio da Fronteira de Pareto, temos os pontos utópicos. De um lado a mínima massa, que neste caso é 9,993 kg e do outro lado o máximo esmagamento dos absorvedores de energia de aproximadamente 90 mm. Nestes casos utópicos as espessuras das 21 partes em estudo estão representadas na Tabela 50.

Tabela 50 - Valores utópicos para mínima massa ou máximo esmagamento e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.

| Variável | Mínima
Massa | Máximo
Crush | Ponderação |
|----------|-----------------|-----------------|------------|
| | [mm] | [mm] | [mm] |
| FramInt | 0,5369 | 0,4912 | 1,3286 |
| FramRear | 0,2252 | 0,5579 | 0,5263 |
| FramReUp | 1,0814 | 1,9594 | 1,7305 |
| Cpillar | 0,1136 | 2,68 | 1,1232 |
| CplrBeam | 1,0193 | 1,3172 | 1,251 |
| TubStrRL | 0,9476 | 1,3576 | 1,0616 |
| TubStrRV | 0,7749 | 0,9783 | 0,8388 |
| RrArm | 0,4948 | 0,9764 | 0,7875 |
| RrArmRei | 1,3854 | 1,482 | 1,431 |
| RearAxle | 0,2025 | 1,8627 | 1,5234 |
| CraBoxRe | 0,589 | 0,8381 | 0,8371 |
| ImpBarRe | 0,7763 | 1,5904 | 0,7549 |

Aqui está a parte relevante do analista, que é a interpretação dos resultados, com base nos dados apresentados acima. Foram realizadas simulações via elementos finitos para

verificação dos resultados. O caso utópico de mínima massa não é aceitável, pois conforme os resultados da simulação, Figura 165 a Figura 169, verifica-se que o deslocamento dos tubos que compõem a coluna C e consequentemente da travessa que os une apresentam excessiva intrusão no habitáculo dos ocupantes. Ou seja, considerando os tubos com as menores espessuras possíveis e por conseguinte menor massa possível, a estrutura torna-se instável. Isto pode originar potencial causa de ferimentos e traumas principalmente ao passageiro que está sentado no banco mais para trás. Mesmo que a norma somente especifique o deslocamento máximo permissível da projeção do ponto R no assoalho, este ponto utópico deve ser desconsiderado porque como engenheiros precisamos focar na segurança dos ocupantes e assim prevenir possíveis lesões aos mesmos.

Figura 165 - Deformação da estrutura traseira do veículo 15 ms após impacto, a estrutura fica instável para o ponto utópico com a menor massa possível.

Figura 166 - Deformação da estrutura traseira do veículo 35 ms após impacto.

Figura 167 - Deformação da estrutura traseira do veículo 65 ms após impacto.

Figura 168 - Deformação da estrutura traseira do veículo 120 ms após impacto.

Figura 169 - Deformação da estrutura traseira do veículo 120 ms após impacto.

No caso utópico de esmagamento máximo, a massa total das 21 partes é de 34,811 kg, sendo superior ao modelo inicial. A estrutura traseira neste caso fica mais estável, e o deslocamento dos pontos R ficam em torno de 5 mm. Como o modelo inicial atende o requisito de deslocamento máximo do ponto R, tem-se potencial de reduzir a massa. Aplicando peso para a massa de aproximadamente 0,5, os resultados previstos pelos metamodelos são mostrados na Tabela 51. Na Tabela 52 compara-se os valores previstos pelos metamodelos com os resultados obtidos pela simulação numérica em elementos finitos, considerando pesos para os objetivos de massa e esmagamentos.

Tabela 51 - Valores previstos pelos metamodelos considerando pesos para a massa e esmagamento dos absorvedores.

W_{massa}	W_{crush}	massa (kg)	crush LH (mm)	crush RH (mm)	R motorista (mm)	R passageiro (mm)
1	0	9,993	74,34	70,50	13,40	9,85
0	1	34,811	93,58	87,84	5,92	6,37
$\sim 0,5$		23,485	76,69	68,74	5,15	3,59

Tabela 52 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.

	massa (kg)	crush LH (mm)	crush RH (mm)	R motor. (mm)	R passage. (mm)	Energia (J)
Metamodelo	23,4848	76,69	68,74	5,15	3,59	7133
Elementos Finitos	23,485	74,15	64,48	4,80	3,51	7273
Diferença	0%	3%	7%	7%	2%	2%

Conclui-se que temos uma excelente correlação entre os resultados previstos pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação numérica, conforme Tabela 52.

Por meio da otimização multiobjetivo a massa total da estrutura traseira, considerando 21 componentes, foi reduzida de 29,390 kg para 23,485 kg (-20,1%) e o requisito de deslocamento máximo dos pontos R foi cumprido. Além disto, verifica-se que nosso modelo desenvolvido originalmente já atendia os requisitos e com massa abaixo do objetivo (massa total de 500 kg). Após aplicar-se a metodologia de metamodelagem e otimização via algoritmo genético reduziu-se a massa dos componentes em estudo e os requisitos impostos continuaram sendo atendidos.

Figura 170 - Comparação da deformação global da estrutura traseira do AUS após impacto traseiro (em vermelho estrutura inicial, em azul estrutura otimizada).

A estrutura traseira otimizada apresenta maior deformação em relação ao veículo inicial, entretanto esta deformação ocorre em regiões que não provocam deslocamentos dos pontos R acima dos 60 mm, ver Figura 170.

6.3. Otimização – Impacto Frontal Deslocado Contra Barreira Deformável (ECE R94)

Na fase inicial de projeto de um veículo, geralmente não se tem a definição completa do sistema de retenção, pois o pulso de desaceleração do veículo que é usado como base para definição dos parâmetros, também ainda não está definido devido a constantes modificações estruturais. Assim não se consegue especificar o tamanho das bolsas de ar (do motorista e passageiro), diâmetro dos orifícios de saída do ar de dentro da bolsa, tempo de disparo das bolsas de ar, posicionamento e comprimento das amarras internas das bolsas de ar, alongamento do cinto de segurança, limitadores de carga dos cintos de segurança, pré-tensionadores de peito e pélvis, tempo de disparo dos pré-tensionadores, carga de colapso da coluna de direção, entre outros parâmetros. Por isto, nesta etapa os estudos procuram otimizar a estrutura somente utilizando como diretrizes os parâmetros estruturais.

Nesta fase do projeto se utiliza um manequim simplificado, pois como descrito anteriormente não temos ainda muitos dados a respeito da resposta estrutural do veículo e a definição do sistema de retenção tanto do motorista quanto do passageiro. Para resolver o problema de otimização, neste momento, utilizaremos somente os seguintes parâmetros

estruturais: massa, energia absorvida, tempo para velocidade chegar a zero, deslocamento residual do volante, deslocamento residual da coluna A e a métrica de aceleração efetiva.

A aceleração efetiva ou pulso efetivo, é uma das métricas atualmente mais utilizadas na avaliação estrutural de veículos em caso de impacto frontal, mesmo que originalmente tenha sido aplicada para casos de impacto contra barreira fixa indeformável. É um índice usado para avaliar o desempenho da estrutura.

A aceleração efetiva está relacionada com a mudança de velocidade que ocorre devido ao impacto do veículo, bem como com o tempo decorrido desde o instante do impacto até que o veículo atinja a velocidade zero. Esta medição ajuda no desenvolvimento de novos veículos e a compreender a desaceleração sentida pelos ocupantes, esta sendo responsável diretamente por algumas das possíveis lesões ou traumas que os ocupantes possam vir a sofrer.

A aceleração efetiva é obtida da seguinte forma, Figura 171. Com base na curva de velocidade obtida pela integração da aceleração determina-se a velocidade máxima de retorno v_r (*rebound*), elimina-se a porção subsequente e a partir do ponto de velocidade de retorno se estende uma linha horizontal, uma linha reta que passa pelo ponto inicial $v_i(0, v_i)$ e o ponto médio $M_d(t_c, (v_i + v_r)/2)$. Esta linha intercepta a curva estendida no ponto t_f . Pelo ponto M_d desenha-se a linha MN, e cortando a linha horizontal que sai do ponto v_i e a linha horizontal que sai de v_r nos pontos M e N respectivamente. Supondo C e D áreas fechadas pelas curvas $v_i t_f$ e a linha MN, A e B sendo as áreas fechadas pelas curvas $v_i t_f$ e a curva, a inclinação da linha MN pode ser determinada pela seguinte relação: $A + B = C + D$, a inclinação da linha MN é a aceleração efetiva.

Figura 171 - Definição da aceleração efetiva, modificado de Huang et. al, 2012.

Não serão analisados os índices biomecânicos de cabeça, HIC e aceleração, da caixa torácica, como aceleração e compressão do peito, e os índices de lesões das extremidades inferiores, como índice de tíbia e compressão do fêmur, pois os manequins e sistemas de retenção são simplificados.

O deslocamento da coluna A, ou intrusão da coluna A, está diretamente relacionada a menor ou maior facilidade da abertura da porta após uma colisão frontal, indicando a integridade do compartimento dos ocupantes. Caso o deslocamento seja extremamente excessivo, a abertura das portas fica mais complicada refletindo diretamente no aumento do tempo de resgate dos ocupantes ou impossibilitando que os mesmos sejam retirados do interior do veículo.

Assim como na regulamentação ECE R12 de impacto frontal contra barreira rígida indeformável, na regulamentação ECE R94 de impacto frontal deslocado contra barreira deformável não existe uma métrica que limita o deslocamento da coluna A. Todavia, com o objetivo de ter-se uma estrutura que propicie excelente integridade ao compartimento dos ocupantes, será utilizada como restrição o mesmo deslocamento residual da coluna A considerado na simulação de impacto frontal contra barreira rígida, deslocamento inferior a 40 mm.

Conforme verificado na Figura 172, tanto o deslocamento máximo da coluna A quanto a deformação residual foram medidos em 3 pontos, sendo que utilizamos o valor do ponto mais crítico em nossos estudos.

Figura 172 - Medição do deslocamento da ponta da coluna de direção e da coluna A em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.

Na Figura 172 está demonstrado o ponto de medição do deslocamento do volante que será utilizado na otimização. De acordo com a regulamentação ECE R94, este deslocamento residual deve ser inferior a 80 mm no sentido vertical ascendente e inferior a 100 mm no sentido horizontal para trás, ou seja, no sentido do interior do veículo.

O deslocamento do volante relaciona-se com os níveis de lesões que podem ocorrer na região da cabeça e do tórax do motorista, pois quanto maior a intrusão maior a possibilidade do volante atingir o ocupante, bem como provocar instabilidade na abertura da bolsa de ar. Para minimizar a intrusão da coluna de direção e do volante no compartimento dos ocupantes, minimizando riscos de lesões na cabeça e tórax, as colunas de direção atualmente possuem sistemas colapsáveis, ou seja, ao se atingir determinada carga provocada pelo contato entre o motorista e a bolsa de ar a coluna colapsa.

Objetivando minimizar o risco de lesões nos membros inferiores, principalmente na tíbia, nesta fase inicial de projeto será avaliado o deslocamento dos pedais, pois sua intrusão no interior do veículo juntamente com o deslocamento do ocupante em direção aos mesmo pode vir a ocasionar elevadas cargas compressivas e momentos fletores na tíbia. Os deslocamentos residuais dos pedais também ajudam a indicar a deformação que ocorre na parede que separa o habitáculo dos ocupantes da região frontal do veículo.

Figura 173 - Deslocamento longitudinal residual do pedal de freio, modificado de Paine e Griffiths, 2001.

Paine e Griffiths, 2001, realizaram estudos que envolveram diferentes veículos de anos variados. Conforme verificado na Figura 173, o menor valor para o deslocamento longitudinal residual do pedal de freio (120 mm) foi verificado em veículos do ano de 2000, nos testes realizados pela IIHS, mas será utilizado o valor ainda mais severo de 100 mm proposto pela ENCAP.

Figura 174 - Medição do deslocamento dos pedais em relação a um ponto indeformado na traseira do veículo.

A medição do pulso efetivo, no caso de impacto frontal deslocado contra barreira deformável, será realizada na estrutura próximo ao motorista, lado do impacto, pois será a desaceleração sentida pelo motorista e a responsável pela severidade das lesões, Figura 175. Além disto, quanto maior o tempo para que a velocidade chegar à zero, menor será a desaceleração sentida pelos ocupantes, ou seja, a estrutura está absorvendo mais energia. Esta métrica não é um requisito legal, mas a utilizaremos na otimização como uma das funções objetivo.

Figura 175 - Ponto de medição da aceleração efetiva.

Analisando resultados de simulações numéricas preliminares, verificou-se que 40 componentes do total de 111 partes que compõem a estrutura (desconsiderando rodas, pneus, freios, baterias, sistema de direção, portas, motores elétricos, molas, amortecedores, em resumo os componentes que não fazem parte do chamado BIW) são responsáveis por absorver a maior quantidade da energia proveniente do impacto frontal do veículo contra barreira deformável deslocada à 56 km/h, ou auxiliam na menor torção da estrutura. Com base no modelo original projetado, a energia absorvida pelos 40 componentes corresponde a 73% da energia total absorvida por todos os 111 componentes em estudo como visto na Figura 176. Além disto, a massa total destas 40 partes é de 57,903 kg, sendo que a massa das 111 partes do BIW + bandejas das suspensões é 116,446 kg. Todavia, considerando somente as 73 partes que fazem parte do escopo da otimização a massa é 98,955 kg.

Figura 176 - Energia interna dos 40 componentes selecionados e a energia interna dos 111 componentes em estudo.

A partir da Figura 177 até a Figura 180 mostram-se os 24 componentes, e suas denominações, que fazem parte da otimização realizada no caso do evento de impacto frontal contra barreira deformável deslocada (ECE R94). A quantidade de variáveis de projeto é reduzida a 24, pois dentre as 40 partes existem algumas que possuem a mesma espessura devido a simetria no plano longitudinal do veículo.

Figura 177 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94.

Figura 178 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.

Figura 179 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.

Figura 180 - Componentes a serem otimizados no impacto frontal conforme ECE R94, continuação.

Por meio do método de amostragem Hipercubo Latino foi criada a matriz de 120 experimentos. Com os resultados das 120 simulações numéricas criou-se os metamodelos para os seguintes parâmetros:

- massa;
- tempo para a velocidade atingir zero;
- deslocamento residual da coluna A;
- deslocamento longitudinal residual do pedal do acelerador e do freio;
- deslocamento longitudinal residual do volante;
- deslocamento vertical residual do volante;
- aceleração efetiva.

A precisão dos metamodelos foi verificada comparando os resultados previstos pelos metamodelos com os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos como visto na Tabela 53. Para analisar a precisão dos metamodelos foram comparados os resultados atribuindo-se espessuras iguais a 1,5 mm para as 24 variáveis e o caso inicial de projeto.

Tabela 53 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto frontal conforme ECE R94.

Função		Unidade	Metamodelo	Elementos Finitos	Diferença
Massa	Condição Inicial	[kg]	57,924	57,903	0,0%
	1,5 mm		65,700	65,682	0,0%
Tempo para velocidade zero	Condição Inicial	[ms]	60,7	59,0	2,8%
	1,5 mm		58,6	56,0	4,6%
Deslocamento residual coluna A	Condição Inicial	[mm]	10,5	9,7	7,8%
	1,5 mm		7,1	6,8	4,4%
Deslocamento residual long. do acelerador	Condição Inicial	[mm]	84,7	84,6	0,1%
	1,5 mm		85,4	89,0	-4,0%
Deslocamento residual longitudinal do freio	Condição Inicial	[mm]	87,4	93,3	-6,3%
	1,5 mm		88,2	95,4	-7,5%
Deslocamento residual long. do volante	Condição Inicial	[mm]	42,1	45,0	-6,4%
	1,5 mm		44,2	44,0	0,5%

Deslocamento residual vertical do volante	Condição Inicial	[mm]	23,7	22,5	5,6%
	1,5 mm		-9,8	-9,0	8,9%
Aceleração efetiva	Condição Inicial	[g]	29,0	30,7	-5,5%
	1,5 mm		29,6	31,4	-5,7%

6.3.1. Discussões

Verifica-se na Tabela 53 que as máximas diferenças entre os valores previstos pelos metamodelos e os valores obtidos pela simulação em elementos finitos foram inferiores a 9%, uma excelente relação, tendo em vista que os resultados previstos pelos metamodelos são obtidos em questões de segundos, enquanto as análises em elementos finitos podem levar horas ou dias.

A otimização multiobjetivo via algoritmo genético teve como funções objetivo a massa e a aceleração efetiva, pois quanto menor esta aceleração observada na estrutura medida próximo ao motorista menor será o risco de ocorrer lesões ao ocupante. As restrições impostas na otimização foram a deformação residual da coluna A inferior a 40 mm, o deslocamento residual dos pedais inferior a 100 mm e o deslocamento residual do volante na direção horizontal menor que 100 mm e na direção vertical menor que 80 mm, ou seja:

$$\begin{aligned}
 &\min \text{ massa, } a_{ef} \\
 &\text{sujeito a } Col_A \leq 40mm \\
 &\quad Acel_x \leq 100mm \\
 &\quad Freio_x \leq 100mm \\
 &\quad Vol_x \leq 100mm \\
 &\quad Vol_z \leq 80mm
 \end{aligned}$$

Na Tabela 54 verificamos os valores utópicos das 24 variáveis de espessura considerando mínima massa ou mínima aceleração efetiva analisando a Fronteira de Pareto gerada pela otimização multiobjetivo.

Tabela 54 - Valores utópicos para mínima massa ou mínima aceleração efetiva e os valores utilizando ponderação por meio da análise da Fronteira de Pareto.

Variável	Mínima Massa	Mínima Aceleração	Ponderação
	[mm]	[mm]	[mm]
IBarFLow	0,9855	1,9115	0,9372
IBarFUp	1,7601	1,4697	1,6012
CrBoFLow	1,9708	0,5841	0,7296
CrBoFUp	1,4964	0,586	0,7159
FrontRei	2,0966	2,2376	1,862
TubFLow	0,6637	2,0893	0,6886
TubFUp	1,1461	1,1944	1,2306
TubFVert	1,5827	1,1579	1,5764
TubAplar	1,3588	1,2254	1,3575
RockRei	0,9061	1,1299	0,9331
AplaRei	1,2786	1,3087	1,2896
TAplrUp	1,2633	1,5882	1,2521
ApilrUp	0,6718	0,7987	0,6397
CCbeam	2,2832	2,4636	2,2405
FramFrt	1,3762	1,6307	1,4026
FramInt	1,7038	2,1535	1,7288
Cpillar	0,8315	0,7905	0,8196
FraBeamF	1,342	1,5558	1,3318
RoofFrt	1,1513	1,2993	1,1524
RoofRr	1,0748	1,5876	1,0743
CplrBeam	1,688	1,9083	1,6955
SeatBeaR	1,1938	1,9558	1,1759
FrtTRein	1,4565	1,3685	1,4333
AplrReiT	1,9816	1,9087	1,9573

O valor da mínima massa obtido foi de 50,599 kg com aceleração efetiva de 29,2 g, enquanto que a mínima aceleração efetiva foi de 27,0 g com massa de 56,067 kg. Analisando o gráfico da Fronteira de Pareto se verifica que para aceleração efetiva média de 28,1 g, que é resultante da média entre mínima aceleração efetiva (27,0 g) e a aceleração referente a mínima massa (29,2 g), a massa é de 51,381 kg. Verifica-se que para aceleração efetiva média de 28,1 g, a massa de 51,381 kg está muito próxima da mínima massa observada na otimização multiobjetivo, por isto utilizar-se-á esta ponderação como ponto ótimo para nosso estudo, Tabela 54.

Como o modelo inicial atende o requisito de deformação residual da coluna A (9,7 mm), deslocamento residual do pedal do acelerador e freio (84,6 mm e 93,3 mm respectivamente), deslocamento residual do volante na direção horizontal e na vertical (45,0 mm e 22,5 mm, respectivamente) temos potencial de reduzir a massa (57,903 kg) e também a aceleração efetiva

(30,7 g). Aplicando peso a aceleração efetiva de 0,5 os resultados previstos pelos metamodelos são mostrados na Tabela 55. Na Tabela 56 compara-se os valores previstos pelos metamodelos com os resultados obtidos pela simulação numérica em elementos finitos.

Tabela 55 - Valores previstos pelos metamodelos considerando pesos para a massa e aceleração efetiva.

W _{massa}	W _{aceleração}	Massa [kg]	Aceleração [g]	Coluna A [mm]	Acelerador [mm]	Freio [mm]	Volante X [mm]	Volante Z [mm]
1	0	50,599	29,2	12,2	86,8	88,4	57,0	6,0
0	1	56,067	27,0	11,9	79,9	88,4	35,7	5,0
	~0,5	51,381	28,1	14,4	86,7	88,4	17,5	2,8

Tabela 56 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.

	Massa [kg]	Aceleração [mm]	Coluna A [mm]	Acelerador [mm]	Freio [mm]	Volante X [mm]	Volante Z [mm]
Metamodelo	51,381	28,1	14,4	86,7	88,4	17,5	2,8
Elementos Finitos	51,255	27,5	13,8	85,9	91,4	16,1	2,6
Correlação	100,2%	102,2%	104,6%	100,9%	96,7%	108,5%	106,2%

Conclui-se que temos uma excelente correlação entre os resultados previstos pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação numérica, de acordo com o resultado mostrado na Tabela 56.

Por meio da otimização multiobjetivo a massa total da estrutura frontal, considerando 24 componentes, foi reduzida de 57,903 kg para 51,255 kg (-11,5%) e a aceleração efetiva foi reduzida de 30,7 g para 27,5 g (-10,4%), sendo que todos os requisitos estruturais impostos foram obedecidos, tanto os requisitos regulamentares quanto os requisitos não regulamentares mas que são relevantes estruturalmente, garantindo estabilidade do compartimento dos ocupantes (coluna A), minimizando a possibilidade de lesões das extremidades inferiores (pedais) e também minimizando a probabilidade de lesões em geral (aceleração efetiva).

6.4. Otimização – Impacto Lateral (ECE R95)

Para a otimização da estrutura do nosso veículo em desenvolvimento, tendo como foco impacto lateral conforme regulamentação ECE R95 das Nações Unidas, faz-se necessário estudar separadamente cada lado do impacto. Pois ao contrário da grande maioria dos veículos, o AUS possui bancos com posicionamentos diferentes, ou seja, na direção longitudinal do veículo existe uma defasagem entre os bancos de 245 mm, Figura 181. Por este motivo seria necessário realizar simulações numéricas e otimização da estrutura para cada um dos lados do veículo.

Todavia, optou-se por realizar inicialmente a otimização no caso de impacto no lado direito, pois como o manequim está deslocado para trás da coluna B a barreira poderia entrar em contato mais facilmente com ele durante o evento. Também, a coluna B oferece menos apoio lateral para as bolsas de ar no momento do disparo.

Figura 181 - Defasagem longitudinal entre os bancos.

Para impacto lateral contra barreira móvel deformável somente estão estabelecidos critérios biomecânicos, não havendo critérios estruturais em tal procedimento. Mas utilizar-se-á além dos critérios biomecânicos, no processo de otimização da estrutura, a velocidade de intrusão da coluna B, Figura 182 próximo ao ponto médio da mesma, que de acordo com alguns estudos deve ser inferior a 10 m/s.

Figura 182 - Ponto de medição da velocidade de intrusão da coluna B.

Conforme explanado no Capítulo 4, os limites biomecânicos para que não ocorram lesões graves aos ocupantes estão identificados na Tabela 57. Foi aplicada margem de segurança de 20% nas respostas biomecânicas, margem comumente utilizada devido as variações de posicionamento dos manequins, dimensional, no ponto de impacto, dentre outras.

Tabela 57 - Requisitos biomecânicos para manequim ES-2 conforme regulamentação ECE R95 e velocidade de intrusão da Coluna B.

Requisito		Limite Conforme ECE R95	Limite com Margem de Segurança de 20%
HIC ₃₆		1000	800
Deflexão das costelas [mm]	Superior	42	33,6
	Intermediária		
	Inferior		
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	1	0,8
	Intermediária		
	Inferior		
Força na sínfise púbica [kN]		6	4,8
Força no abdômen [kN]		2,5	2
Velocidade de intrusão da Coluna B [m/s]		10	-

Para definir quais componentes da estrutura lateral do veículo comporiam as variáveis de projeto na realização da otimização verificou-se as partes que mais absorvem energia. Analisando os resultados de simulações numéricas preliminares notou-se que 17 componentes do total de 111 partes que compõem a estrutura (desconsiderando rodas, pneus, freios, baterias, sistema de direção, portas, motores elétricos, molas, amortecedores, em resumo os componentes que não fazem parte do chamado BIW) eram responsáveis por absorver a maior quantidade da energia proveniente do impacto lateral.

Tomando como referência o modelo inicial, a energia absorvida pelos 17 componentes corresponde a 84% da energia total absorvida por todos os 111 componentes em estudo, como pode ser verificado na Figura 183. Além disto, a massa total destas 17 partes mais as 12 partes simétricas do lado oposto, assumindo as mesmas espessuras, é de 43,386 kg, sendo que a massa das 111 partes do BIW + bandejas das suspensões é 116,446 kg. Todavia, considerando somente as 73 partes que fazem parte do escopo da otimização a massa é 98,955 kg.

Figura 183 - Energia interna dos 17 componentes selecionados e energia interna dos 111 componentes em estudo.

A partir da Figura 184 até a Figura 187 estão demonstrados os 17 componentes, e suas denominações, que fazem parte da otimização realizada no caso de impacto lateral (ECE R95) para o lado direito do veículo.

Figura 184 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95.

Figura 185 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação.

Figura 186 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação.

Figura 187 - Componentes a serem otimizados no impacto lateral ECE R95, continuação.

Devido ao espaço lateral limitado entre os ocupantes e a estrutura do veículo utilizaremos bolsas de ar laterais, do inglês “*side airbags*”, para minimizar o risco de lesões na região pélvica e torácica do ocupante. Estas bolsas de ar são fixadas na estrutura lateral externa do encosto dos bancos. Para prevenir possíveis lesões na cabeça do passageiro uma bolsa de ar foi colocada na estrutura da coluna B. Este é um conceito novo de fixação para proteção da cabeça do passageiro em impacto lateral, pois geralmente instala-se na região da estrutura lateral do teto.

Como verificado na Tabela 58, os resultados das lesões de cabeça, deflexão da costela superior e força na sínfise púbica estão acima dos valores permissíveis na norma quando não incluímos bolsas de ar laterais. Considerando a margem de segurança o cenário torna-se mais crítico.

Tabela 58 - Índice de lesão para diferentes regiões do corpo do manequim devido ao impacto lateral para veículo sem bolsas de ar laterais.

| Requisito | | Limite
Conforme ECE
R95 | Resultados da
simulação
numérica |
|--|---------------|-------------------------------|--|
| HIC ₃₆ | | 1000 | 2583 |
| Deflexão das
costelas [mm] | Superior | 42 | 44,8 |
| | Intermediária | | 38,7 |
| | Inferior | | 33,9 |
| Critério Viscoso
para costelas [m/s] | Superior | 1 | 0,619 |
| | Intermediária | | 0,402 |
| | Inferior | | 0,359 |
| Força na sínfise púbica [kN] | | 6 | 7,2 |
| Força no abdômen [kN] | | 2,5 | 1,6 |
| Velocidade de intrusão da Coluna B [m/s] | | 10 | 11,6 |

6.4.1. Discussões

Ambas as bolsas de ar são conceituais e iguais. Em geral as bolsas de ar de cortina são bem maiores em volume, pois abrangem todas as fileiras de assentos do veículo para minimizar o risco de lesões de cabeça, mas em nosso estudo utilizou-se uma significativamente menor, a mesma bolsa de ar lateral, pois temos somente uma fileira de banco. O tempo de disparo das bolsas de ar está em 12 ms. Este tempo de disparo poderia ser considerado como uma das variáveis de projeto na otimização, mas optou-se por não empregá-lo pois são bolsas de ar

conceituais. Em estudos futuros poder-se-á considerar as mesmas como variáveis e utilizá-las na otimização.

Os resultados das lesões ao incluir-se as bolsas de ar laterais estão mostrados na Tabela 59. Nota-se que os valores estão abaixo dos limites biomecânicos requeridos pela norma, mas alguns ainda estão acima da margem de segurança. As células preenchidas em vermelho indicam que o valor está acima do limite estabelecido pela norma, as células preenchidas em amarelo indicam que o valor está abaixo da norma, mas acima da margem de segurança.

Tabela 59 - Índice de lesão para diferentes regiões do corpo do manequim em impacto lateral para veículo sem e com bolsas de ar laterais.

| Requisito | | Limite
Conforme ECE
R95 | Sem bolsas
de ar laterais | Com bolsas de
ar laterais |
|---|---------------|-------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| HIC ₃₆ | | 1000 | 2583 | 944,5 |
| Deflexão das
costelas [mm] | Superior | 42 | 44,8 | 38,23 |
| | Intermediária | | 38,7 | 28,299 |
| | Inferior | | 33,9 | 26,967 |
| Critério Viscoso
para costelas [m/s] | Superior | 1 | 0,619 | 0,498 |
| | Intermediária | | 0,402 | 0,305 |
| | Inferior | | 0,359 | 0,259 |
| Força na sínfise púbica [kN] | | 6 | 7,2 | 5,9 |
| Força no abdômen [kN] | | 2,5 | 1,6 | 0,8 |

Velocidade de intrusão da Coluna
B [m/s]	10	11,6	11,7

As variáveis de projeto, espessura dos componentes, utilizadas nas otimizações de impacto lateral, bem como suas espessuras iniciais e os limites atribuídos as espessuras para a criação da matriz de experimentos de simulação estão listadas na Tabela 60. Assim como nos demais estudos, atribuiu-se o limite inferior das espessuras como sendo 0,1 mm, pelas mesmas considerações.

Tabela 60 - Variáveis de projeto consideradas nos estudos de impacto lateral para ambos os lados.

Variável	Condição Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
	[mm]	[mm]	[mm]
TubFLoW	1,1	0,1	3,0
RockRei	1,0	0,1	3,0
Cpillar	1,1	0,1	3,0
FraBeamR	1,1	0,1	3,0
DoorBeam	2,2	0,1	3,0
DoorRein	1,05	0,1	3,0
TubStrRL	1,3	0,1	3,0
RrArm	2,6	0,1	3,0
RrArmRei	2,0	0,1	3,0
RearAxle	1,2	0,1	3,0
SeatBeaF	1,1	0,1	3,0
SeatBeaR	1,0	0,1	3,0
BplarOut	0,8	0,1	3,0
BplarIn	1,0	0,1	3,0
BplarInt	1,8	0,1	3,0
BplRein1	2,4	0,1	3,0
BplRein2	0,8	0,1	3,0

A matriz de simulação numérica via elementos finitos composta por 85 combinações de espessuras foi criada utilizando o método de amostragem Hipercubo Latino. Com os resultados das 85 simulações foram criados os metamodelos para os seguintes parâmetros:

- massa;
- HIC;
- deflexão das 3 costelas;
- critério viscoso para as 3 costelas;
- força na pélvis;
- força no abdômen;
- pico de velocidade de intrusão da coluna B.

Assim, no estudo de impacto lateral lado direito foram desenvolvidos 11 metamodelos conforme metodologia de Kriging. A precisão dos metamodelos foi verificada comparando os resultados previstos pelos metamodelos com os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos, como verificado na Tabela 61. Foram comparados os resultados atribuindo-se espessuras iguais de 1,0 mm e 2,0 mm para as 17 variáveis.

Tabela 61 - Comparação entre os resultados previstos utilizando metamodelos e os obtidos por simulação numérica via elementos finitos para impacto lateral lado direito.

Função		Unidade	Metamodelo	Elementos Finitos	Diferença
Massa	Condição Inicial	[kg]	43,386	43,386	0,0%
	1,0 mm		34,630	34,630	0,0%
	2,0 mm		69,259	69,259	0,0%
HIC ₃₆	Condição Inicial	-	824,0	944,5	-12,75%
	1,0 mm		656,5	707,4	-7,19%
	2,0 mm		630,9	608,8	3,64%
Deflexão da costela superior	Condição Inicial	[mm]	35,694	38,23	-6,63%
	1,0 mm		33,410	30,726	8,73%
	2,0 mm		30,872	31,730	-2,70%
Deflexão da costela intermediária	Condição Inicial	[mm]	25,669	28,299	-9,29%
	1,0 mm		22,810	21,255	7,32%
	2,0 mm		23,705	22,748	4,21%
Deflexão da costela inferior	Condição Inicial	[mm]	29,803	26,967	10,5%
	1,0 mm		29,676	29,639	0,12%
	2,0 mm		28,428	29,923	-5,00%
Critério viscoso da costela superior	Condição Inicial	[m/s]	0,347	0,498	-30,4%
	1,0 mm		0,244	0,204	19,7%
	2,0 mm		0,273	0,287	-4,84%
Critério viscoso da costela intermediária	Condição Inicial	[m/s]	0,247	0,305	-19,1%
	1,0 mm		0,188	0,170	10,4%
	2,0 mm		0,195	0,178	9,72%
Critério viscoso da costela inferior	Condição Inicial	[m/s]	0,275	0,259	6,04%
	1,0 mm		0,295	0,298	-1,05%
	2,0 mm		0,298	0,322	-7,52%
Força na sínfise púbica	Condição Inicial	[kN]	5,94	5,88	1,05%
	1,0 mm		5,95	6,283	-5,37%
	2,0 mm		4,95	4,485	10,5%
Força no abdômen	Condição Inicial	[kN]	0,868	0,783	10,8%
	1,0 mm		0,977	0,932	4,82%
	2,0 mm		0,786	0,810	-2,91%
Velocidade de intrusão da Coluna B	Condição Inicial	[m/s]	11,5	11,7	-1,71
	1,0 mm		11,9	11,2	6,25%
	2,0 mm		10,2	10,4	-1,92%

De acordo com os dados da Tabela 61, os erros máximos entre os valores previstos pelos 11 metamodelos e os valores obtidos pelas simulações em elementos finitos foram próximo ou abaixo de 10%, com exceção a alguns valores para o critério viscoso que ficaram mais elevado.

Todavia, como estes valores estão muito abaixo dos limites estabelecidos por norma, prosseguiremos a otimização utilizando os metamodelos definidos.

Na otimização de simples objetivo via algoritmo genético para o impacto lateral em cada lado do veículo, a função objetivo foi minimizar a massa e as restrições da otimização foram o HIC, deflexão das 3 costelas, critério viscoso para as 3 costelas, força na pélvis, força o abdômen e pico de velocidade de intrusão da coluna B, considerando 20% de margem de segurança sobre o permissível pela norma para as lesões e também para a velocidade de intrusão da Coluna B.

$$\begin{aligned}
 &\min \text{ massa} \\
 &\text{sujeito a } HIC \leq 800 \\
 &Rib_{up}, Rib_{mid}, Rib_{low} \leq 33,6 \text{ mm} \\
 &VC_{up}, VC_{mid}, VC_{low} \leq 0,8 \text{ m/s} \\
 &F_{pel} \leq 4,8 \text{ kN} \\
 &F_{abd} \leq 2 \text{ kN} \\
 &V_B \leq 10 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

No caso da otimização para impacto lateral estamos trabalhando tanto com requisitos biomecânicos quanto com requisitos estruturais. Como explanado anteriormente, tem-se um veículo com dimensão lateral bem restrita, fazendo com que o espaço entre a estrutura lateral e os ocupantes seja mínima, propiciando somente espaço para abertura da bolsa de ar lateral na região torácica.

Esta otimização conjunta, estrutural e biomecânica, confere uma inovação importante a esta pesquisa.

Tabela 62 - Variáveis de projeto otimizadas para mínima massa em caso de impacto lateral lado direito.

Variável	Espessura
	[mm]
TubFLow	0,7727
RockRei	1,4771
Cpillar	2,2555
FraBeamR	0,7594
DoorBeam	1,7428
DoorRein	0,3690
TubStrRL	1,8445
RrArm	1,2044

RrArmRei	0,7928
RearAxle	0,1000
SeatBeaF	0,1000
SeatBeaR	1,8768
BplarOut	1,2266
BplarIn	1,8878
BplarInt	0,1000
BplRein1	0,1000
BplRein2	0,8011

Conforme verificado na Tabela 62, 4 componentes tiveram sua espessura prevista pela otimização no limite inferior, sendo assim estes componentes poderiam ser retirados por não estarem contribuindo neste evento. No decorrer do estudo veremos se os mesmos podem ter sua geometria alterada ou eliminados.

No caso da espessura RearAxle, que é o eixo traseiro, teremos que verificar com outros casos como impacto traseiro e até mesmo com casos de durabilidade e frequência natural, que não fazem parte do estudo. Por sua vez a espessura SeatBeaF, que reflete a travessa frontal de fixação do banco, também necessita ser verificar para outros casos, pois ele é extremamente importante no caso de impacto frontal (ECE R94), onde o ocupante desloca-se para frente, originando grande carga sobre esta travessa. Caso a rigidez desta travessa não esteja adequada pode ocorrer o mergulho do ocupante fazendo com que o cinto de segurança se desloque da região pélvica para a região abdominal menos rígida, onde se encontram tecidos moles, podendo causar laceração dos mesmos. A espessura BplarInt se refere ao reforço interno da coluna B. Poderíamos fazer uma combinação com a espessura BplarOut pois têm geometrias similares e assim manter os dois componentes ou projetar um só que atenda também requisitos de durabilidade e frequência natural.

Poderia também ser alterada a geometria da espessura BplRein1, que se refere ao reforço superior da coluna B, minimizando seu tamanho e alterando sua espessura. Pois, este reforço é importante no caso da fixação do ajustador de altura do cinto de segurança onde é fixado o D-ring. Projetando ele com formato menor pouco contribuiria no caso do impacto lateral, como visto, mas continuaria ajudando na fixação do cinto aplicando uma rigidez local na região.

Os valores das lesões previstos pelos metamodelos utilizando as espessuras otimizadas foram comparados aos valores obtidos pela simulação em elementos finitos, Tabela 63.

Tabela 63 - Correlação entre valores previsto pelos metamodelos e os resultados obtidos pela simulação em elementos finitos.

Requisito		Índice de lesão com margem de segurança	Metamodelo	Elementos Finitos	Diferença (%)
HIC ₃₆		800	713,8	615,6	-13,76
Deflexão das costelas [mm]	Superior	33,6	32,2841	32,346	0,19
	Intermediária		23,6068	22,48	-4,77
	Inferior		27,6612	27,433	0,82
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	0,8	0,3097	0,329	6,23
	Intermediária		0,1617	0,232	43,48
	Inferior		0,2891	0,230	20,44
Força na sínfise púbica [kN]		4,8	4,8	5,2	9,35
Força no abdômen [kN]		2,0	0,9341	0,888	4,94

Velocidade de intrusão da Coluna B [m/s]	10	10,0	10,78	7,8
Massa [kg]	-	43,139	43,139	0,0

Analisando os resultados da Tabela 63, observa-se que a velocidade de intrusão da coluna B por simulação em elementos está acima do valor recomendado, enquanto o valor predito pela otimização com metamodelo mostra que esta restrição está ativa (o valor predito pela solução está sobre a fronteira definida pela restrição). Como a velocidade de intrusão não é um requisito legal poderíamos prosseguir com as espessuras preditas.

Assim como a restrição da velocidade de intrusão da coluna B está ativa, a restrição de força na pélvis também está. Ao analisarmos o valor da força obtido na simulação em elementos finitos vemos que está 8,3% acima do valor estipulado de margem de segurança, mas está 13,3% abaixo do limite legal estabelecido pela norma, sendo assim poder-se-ia dar continuidade no desenvolvimento do projeto. Neste ponto poderíamos modificar alguma geometria da coluna B próximo à região pélvica, ou alterar a geometria ou volume da bolsa de ar. Ainda perderíamos desenvolver um absorvedor de energia localizado próximo a região pélvica, para se tentar absorver mais energia nesta região. Outra possível alteração seria deslocar a bolsa de ar torácica

mais para baixo em relação a posição atual, mas neste caso poderia causar aumento na lesão da costela superior. Seria necessário analisar os resultados com este posicionamento da bolsa de ar e verificar a degradação ou não no índice da costela superior bem como a redução ou não da carga na pélvis.

A diferença entre os valores previstos pela otimização utilizando metamodelos e os valores obtidos na simulação em elementos finitos para o critério viscoso das costelas intermediária e inferior foi acima de 20%, entretanto como estes valores estão mais de 70% abaixo do limite estabelecido pela norma o projeto está adequado.

A partir da Figura 188 até a Figura 190 representam-se as deflexões das costelas superior, intermediária e inferior, respectivamente, considerando o veículo com ou sem bolsa de ar lateral e o veículo com bolsa de ar lateral e a estrutura lateral otimizada.

Figura 188 - Deflexão da costela superior considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.

Figura 189 - Deflexão da costela intermediária considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.

Figura 190 - Deflexão da costela inferior considerando veículo sem ou com bolsa de ar e com bolsa de ar e estrutura otimizada.

A Figura 191 representa a força na região pélvica, o valor da força para a estrutura otimizada está pouco acima da margem de segurança de 20%. Mas verifica-se redução da mesma quando compara-se com o veículo sem otimização e sem bolsa de ar lateral. Nota-se na Figura 192 grande redução da força no abdômen após inclusão das bolsas de ar e realização da otimização estrutural.

Figura 191 - Força na região pélvica.

Figura 192 - Força no abdômen.

Outro ponto extremamente relevante é que a aceleração de cabeça em um intervalo de 3 ms também foi reduzida consideravelmente, Figura 193. No caso do modelo sem bolsa de ar a aceleração era de 140,5 g. Após inclusão da bolsa de ar na região da cabeça a aceleração foi reduzida para 103,7 g (acima do recomendado para minimizar o risco de lesões a cabeça – 80 g em 3 ms), mesmo não sendo um requisito imposto pela regulamentação ECE R95. Após ser

realizada a otimização o valor da aceleração na cabeça verificada foi de 71,3 g, abaixo do valor limite recomendado.

Figura 193 - Aceleração resultante na cabeça do passageiro considerando veículo com e sem bolsa de ar e veículo com bolsa de ar e espessuras otimizadas.

Analisando o instante em que ocorre a velocidade máxima de intrusão na coluna B, o pico máximo não ocorre no mesmo instante que as lesões máximas, Figura 194. O pico da velocidade de intrusão ocorre em 64 ms. Por outro lado, todos os índices biomecânicos ocorrem antes deste tempo. Esta análise nos permite prosseguir com o projeto, não sendo a velocidade de intrusão da coluna B um impeditivo.

Figura 194 - Velocidade de intrusão da coluna B em seu ponto médio.

Realizando a otimização para impacto lateral do lado direito do veículo, a massa total considerando 17 componentes não teve significativa redução, foi reduzida de 43,386 kg para 43,139 kg (-0,57%). Porém, com a redução dos índices de lesão de cabeça, costela superior e região pélvica, o risco de lesões nestas regiões do corpo foi bastante reduzido. Além disto, precisamos verificar com outros casos as espessuras do eixo traseiro (RearAxle) e da travessa frontal de apoio dos bancos (SeatBeaF), que mostraram espessuras de 0,1 mm (limite inferior). Caso estas espessuras fossem: SeatBeaF = 1,1 mm (projeto inicial) e RearAxle = 1,5234 mm (mínima requerida no impacto traseiro), a massa total das 17 partes seria 45,766 kg. Assim tem-se um aumento de massa de 5,49%. Realça-se que todos os índices de lesões ficaram abaixo do requerido pela norma com boa margem de segurança em comparação com o projeto inicial.

6.5. Otimização – Mínimas espessuras combinando os 4 casos de impacto

Com base no resultado das espessuras otimizadas para cada um dos 4 casos analisados independentemente, como se tem espessuras com valores diferentes para o mesmo componente dependendo do caso, precisa-se cruzar estes valores e analisar qual será a combinação utilizada nos desenvolvimentos a seguir, como na otimização do sistema de retenção.

Na Tabela 64 estão listadas as espessuras otimizadas em relação a cada caso de impacto e a ponderação das espessuras para prosseguimento dos estudos.

Tabela 64 - Espessuras para cada caso de impacto e a ponderação.

Variável	Espessuras [mm]										
	Inicial		ECE
R94		ECE
R12		ECE
R95		ECE
R32		Ponde-
ração
IBarFLow	1,3		0,9372		0,9775						0,9775
IBarFUp	1,3		1,6012		1,8997						1,8997
CrBoFLow	1,5		0,7296		1,6633						1,6633
CrBoFUp	1,5		0,7159		1,0651						1,0651
FrontRei	2,0		1,862		2,3415						2,3415
TubFLow	1,1		0,6886		1,7961		0,7727				1,7961
TubFUp	1,1		1,2306		1,4643						1,4643
TubFVert	1,1		1,5764								1,5764
TubAplar	1,1		1,3575								1,3575
RockRei	1,0		0,9331		1,3073		1,4771				1,4771
AplaRei	1,5		1,2896		1,0418						1,2896
TAplrUp	1,1		1,2521								1,2521
ApilrUp	1,1		0,6397		0,6861						0,6861
CCbeam	2,2		2,2405								2,2405

FramFrt	2,1	1,4026	1,5528			1,5528
FramInt	1,8	1,7288	1,4577		1,3286	1,7288
FramRear	1,15				0,5263	0,5263
FramReUp	1,0				1,7305	1,7305
Cpillar	1,1	0,8196	0,6618	2,2555	1,1232	2,2555
FraBeamF	1,1	1,3318				1,3318
FraBeamR	1,1			0,7594		0,7594
DoorBeam	2,2			1,7428		1,7428
DoorRein	1,05			0,369		0,369
RoofFrt	0,8	1,1524				1,1524
RoofRr	0,8	1,0743				1,0743
CplrBeam	1,4	1,6955			1,251	1,6955
TubStrRL	1,3			1,8445	1,0616	1,8445
TubStrRV	1,3				0,8388	0,8388
RrArm	2,6			1,2044	0,7875	1,2044
RrArmRei	2,0			0,7928	1,431	1,431
RearAxle	1,2			0,1	1,5234	1,5234
SeatBeaF	1,1			0,1		1,1
SeatBeaR	1,0	1,1759		1,8768		1,8768
BplarOut	0,8			1,2266		1,2266
BplarIn	1,0			1,8878		1,8878
BplarInt	1,8			0,1		0,1
BplRein1	2,4			0,1		0,1
BplRein2	0,8			0,8011		0,8011
CraBoxRe	1,15				0,8371	0,8371
ImpBarRe	1,2				0,7549	0,7549
Floor	0,8		0,5663			0,5663
FrtTRein	1,1	1,4333				1,4333
AplrReiT	1,5	1,9573				1,9573
Massa Total	98,955					99,393

A espessura da travessa frontal que apoia os bancos (SeatBeaF) será mantida igual a inicial, isto porque ela não foi considerada como variável no impacto frontal contra barreira deformável (ECE R94) e é extremamente importante na prevenção do mergulho do manequim, o que pode causar deslocamento do cinto pélvico para a região abdominal.

6.5.1. Discussões

Com as espessuras ponderadas, que é a combinação das mínimas requeridas considerando os 4 casos de impacto, foram previstos os valores estruturais e as respostas biomecânicas utilizando os metamodelos e realizadas as simulações numéricas em elementos

finitos para confirmar se os resultados continuam atendendo as limitações e requisitos impostos. Tais resultados podem ser verificados na Tabela 65 a Tabela 68.

Tabela 65 - Resultados para impacto frontal contra barreira rígida (ECE R12) considerando as espessuras ponderadas.

	Massa [kg]	Energia Interna [J]	Coluna Direção X [mm]	Coluna Direção Z [mm]	Coluna A [mm]
Requisito	-	-	$\leq 101,6$	$\leq 101,6$	≤ 40
Metamodelo	59,710	32569	45,1	23,8	7,5
Elementos Finitos	59,710	30154	40,9	25,7	6,7
Correlação	100%	108,0%	110,3%	92,6%	111,9%

Tabela 66 - Resultados para impacto traseiro (ECE R32) considerando as espessuras ponderadas.

	Massa [kg]	Crush LH [mm]	Crush RH [mm]	R motor. [mm]	R passage. [mm]	Energia [J]
Requisito	-	-	-	≤ 60	≤ 60	-
Metamodelo	34,879	72,03	69,35	7,53	6,62	3354
Elementos Finitos	34,879	77,61	75,26	8,19	6,22	4332
Correlação	100%	92,8%	92,1%	91,9%	106,4%	77,4%

Tabela 67 - Resultados para impacto frontal contra barreira deformável (ECE R94) considerando as espessuras ponderadas.

	Massa [kg]	Aceleração [g]	Coluna A [mm]	Acelerador [mm]	Freio [mm]	Volante X [mm]	Volante Z [mm]
Requisito	-	-	≤ 40	≤ 100	≤ 100	≤ 100	≤ 80
Metamodelo	69,804	29,3	3,9	84,6	88,4	67,9	11,95
Elementos Finitos	69,822	30,5	3,5	86,8	93,1	76,4	13,7
Correlação	100%	96,1%	111,4%	97,5%	95,0%	88,9%	87,2%

Tabela 68 - Resultados para impacto lateral contra barreira móvel (ECE R95) considerando as espessuras ponderadas.

Requisito		Índice de lesão com margem de segurança	Metamodelo	Elem. Finitos	Correlação
HIC ₃₆		800	751,2	675,1	111,3%
Deflexão das costelas [mm]	Superior	33,6	31,95	33,98	94,0%
	Intermediária		23,36	23,41	99,8%
	Inferior		28,26	30,00	94,2%
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	0,8	0,3104	0,417	74,4%
	Intermediária		0,1117	0,244	45,8%
	Inferior		0,2891	0,280	103,2%
Força na sínfise púbica [kN]		4,8	5,05	5,16	97,9%
Força no abdômen [kN]		2,0	0,93	0,94	98,9%

Velocidade de intrusão da Coluna B [m/s]	10	10,5	10,8	97,2%
Massa [kg]	-	48,740	48,740	0,0

A partir da Figura 195 até a Figura 199 são comparadas as respostas biomecânicas e a velocidade de intrusão da coluna B para o modelo com as espessuras otimizadas. Considera-se somente o impacto lateral com as espessuras ponderadas após avaliar as espessuras mínimas para os 4 casos de impacto (ECE R12, ECE R32, ECE R94 e ECE R95).

Figura 195 - Aceleração de cabeça para intervalo de 3 ms.

Figura 196 - Deflexão das costelas.

Figura 197 - Força no abdômen.

Figura 198 - Força na pélvis.

Figura 199 - Velocidade de intrusão da coluna B.

A estrutura otimizada e usando a ponderação para a mínima espessura considerando todos os casos teve um acréscimo de massa não significativo, inferior a 0,5%, em relação ao modelo inicial. Porém, como verificado no decorrer das análises, obteve-se relevante redução nos índices de lesões para o caso do impacto lateral, onde os principais requisitos são as respostas biomecânicas. Além disto, os requisitos estruturais para os demais casos de impacto (ECE R12, ECE R32 e ECE R94) foram atendidos.

O processo de otimização via algoritmo genético baseado em metamodelos mostrou-se bastante eficiente, reduzindo o tempo de desenvolvimento e o custo computacional.

6.6. Otimização baseado em Metamodelos do Sistema de Retenção para Impacto Frontal (ECE R94)

Após a estrutura do veículo ter sido definida pela ponderação das espessuras mínimas requeridas pela combinação das otimizações anteriores baseadas em metamodelos, o próximo desafio é projetar um sistema de retenção que projeta os dois ocupantes. Os índices de lesões devem estar abaixo dos limites especificados pela regulamentação das Nações Unidas ECE R94. Neste ponto de desenvolvimento do veículo, onde temos uma estrutura estável e que atende os requisitos estruturais, podemos focar somente no estudo da resposta biomecânica dos

ocupantes decorrente do impacto frontal deslocado contra barreira deformável à velocidade de 56 km/h.

Partiu-se do modelo com a estrutura otimizada para realização da otimização do sistema de retenção também usado metamodelos. Este modelo a partir de agora será definido como “modelo base” para diferenciá-lo do “modelo inicial” do veículo que não tinha passado pelo processo de otimização.

No modelo base utilizado para verificar as lesões dos ocupantes foram instaladas bolsas de ar tanto para o motorista quanto para o passageiro. Ambas as bolsas são conceituais. Seria necessário trabalharmos com fornecedores destes conjuntos pois possuem conhecimento e tecnologia para propor a melhor configuração. Todavia, sabe-se que para um sistema de retenção atuar adequadamente, seus componentes precisam trabalhar em conjunto para entregar o melhor desempenho possível. O melhor desempenho possível é atribuído quando o risco de lesões aos ocupantes é minimizado.

No impacto frontal do veículo, o sistema de retenção é de fundamental importância pois ajuda a reduzir o risco de traumas e lesões aos ocupantes. O sistema de retenção deve gerenciar e absorver em curto período de tempo a energia que não foi absorvida pela estrutura frontal do veículo durante o evento de colisão. As cargas que passam pelo sistema de retenção precisam ser balanceadas para prover distribuição uniforme das cargas nos ocupantes.

O impacto secundário em uma colisão veicular ocorre entre os ocupantes e os sistemas de retenção e/ou o interior do veículo. Assim, estes sistemas são responsáveis por reduzir a excursão dos ocupantes, prevenindo o contato com o volante, coluna de direção e painel de instrumentos.

Os sistemas de retenção mais comuns contêm cintos de segurança, com ou sem limitadores de carga, bolsas de ar, retratores, com ou sem pré-tensionadores, conforme Figura 200. Também, a coluna de direção pode ser flexível, que em determinada carga colapsa, minimizando o contato do motorista com a coluna mais rígida.

Figura 200 - Exemplo dos componentes do sistema de retenção veicular (modificado de Autoliv).

No estudo de otimização do sistema de retenção dos ocupantes também foi utilizada a metodologia de algoritmos genéticos, baseada em modelos aproximados aos modelos em elementos finitos, os metamodelos.

A otimização é realizada considerando o veículo impactando de frente uma barreira deformável com sobreposição de 40% de acordo com a regulamentação ECE R94 das Nações Unidas. Neste procedimento são considerados os manequins masculinos denominados híbridos III para representar o motorista e o passageiro, ambos usando cintos de segurança. Por meio destes manequins são obtidas as respostas biomecânicas usadas posteriormente na determinação dos índices de lesões aos ocupantes. A Figura 201 ilustra a configuração de teste.

Figura 201 - Configuração de teste conforme regulamentação ECE R94 das Nações Unidas.

Os veículos necessitam atender aos requisitos de proteção dos ocupantes conforme ECE R94, que estabelece requisitos legais para índices de lesões máximos baseados nas respostas biomecânicas. Os critérios de lesões e seus respectivos valores máximos aceitáveis estão demonstrados na Tabela 69.

Tabela 69 - Critérios de lesões conforme regulamentação das Nações Unidas R94.

Região do manequim	Critério de Lesão	Unidade	Valor estabelecido pela Regulamentação	Margem de segurança (20%)
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	1000	800
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	80	64
Pescoço	Tensão Axial (+F _z) - Duração	[N]	3300 (0ms)	2640
			2900 (35 ms)	2320
			1100 (60 ms)	880
	Cisalhamento (+F _x) – Duração	[N]	3100 (0 ms)	2480
			1500 (25-35 ms)	1200
			1100 (> 45 ms)	880
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	57	45,6
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	50	40
	Critério Viscoso	[m/s]	1,0	0,8
Fêmur	Força de Compressão – Duração	[N]	9070 (0 ms)	7256
			7580 (10 ms)	6064
Tíbia	Força de Compressão Axial	[N]	8000	6400
	Índice de Tíbia	[-]	1,3	1,04
Joelho	Deslocamento Tíbia/Fêmur	[mm]	15	12

Com o objetivo de reduzir a quantidade de metamodelos a serem criados para utilização na otimização do sistema de retenção, serão analisados os valores de pico nos índices que utilizam duração. Na análise final então serão verificados os valores das cargas em termos de duração.

O modelo base não contém limitadores de carga nos cintos de segurança, que ajudam a minimizar a carga no peito. Não possuem também pré-tensionadores dos cintos responsáveis por retirar a folga do sistema de retenção e a folga existente entre o ocupante o cinto de segurança.

Após simular em elementos finitos o modelo base, sem pré-tensionadores e limitadores de carga nos cintos de segurança, verificou-se que algumas regiões apresentavam valores acima dos estabelecidos pela norma, como podemos notar na Tabela 70.

Tabela 70 - Índices de lesões para o motorista e passageiro considerando o veículo base, sem pré-tensionadores de peito e pélvis, também sem limitadores de carga.

Região do manequim	Critério de Lesão	Unidade	Motorista	Passageiro
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	741,6	672,7
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	59,9	71,5
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	2162	1871
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	490	37
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	16,24	27,65
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	60,0	48,7
	Critério Viscoso	[m/s]	0,551	0,262
Fêmur	Força de Compressão – Esquerda	[N]	597	343
	Força de Compressão – Direita		505	256
Tíbia	Força de Compressão Axial – Esq.	[N]	1436	423
	Força de Compressão Axial – Dir.		857	140
	Índice de Tíbia – Esquerda	[-]	0,515	2,73
	Índice de Tíbia – Direita		0,570	1,23
Joelho	Deslocamento Tíbia/Fêmur Esq.	[mm]	1,7	7,5
	Deslocamento Tíbia/Fêmur Dir.		1,5	6,2

Tendo em vista a elevada compressão de peito, para motorista e passageiro, e deslocamento pélvico também acentuados, que podem resultar em escorregamento do cinto da região pélvica para a região abdominal causando lesões aos órgãos internos, foram instalados pré-tensionadores e limitadores de carga nos cintos de segurança.

Além disto, verifica-se que ambos os sistemas de retenção, motorista e passageiro, precisam ser balanceados com o objetivo de minimizar o risco de lesões em todas as regiões do manequim. O índice de tíbia do passageiro que apresenta valor elevado, é causado principalmente pela não existência de um anteparo à frente dos pés para reduzir a aceleração

dos membros inferiores. Neste instante não iremos focar neste índice de lesão porque precisaríamos projetar este anteparo.

É necessário ajustar as características mecânicas dos seguintes elementos listados abaixo, para que os índices de lesões estejam dentro dos limites de segurança estabelecido.

Motorista:

- Bolsa de ar (diâmetro da saída de ar, tamanho das amarras internas, tempo de disparo);
- Cinto de segurança (tempo de disparo do pré-tensionador de tórax e pélvico, limitador de carga)
- Coluna de direção (carga de colapso);
- Fivela do cinto de segurança com sistema dinâmico de travamento (do inglês “*Dynamic Locking Tongue – DLT*”).

Passageiro:

- Bolsa de ar (diâmetro da saída de ar, tempo de disparo);
- Cinto de segurança (tempo de disparo do pré-tensionador de tórax e pélvico, limitador de carga)
- Fivela do cinto de segurança com sistema dinâmico de travamento.

Para a determinação da matriz de experimentos necessária para a criação dos metamodelos e posterior otimização via algoritmo genéticos, utilizaremos a técnica de matrizes ortogonais, pois estamos agora trabalhando com variáveis discretas. Serão avaliados 2 ou 3 níveis para cada variável de projeto, e as matrizes de experimentos serão independentes para o motorista e para o passageiro. Os valores atribuídos para as variáveis de projeto são:

Motorista:

- Tempo de disparo da bolsa de ar (10 ms, 15 ms e 20 ms);
- Diâmetro da saída de ar da bolsa de ar (25 mm, 29 mm e 33 mm);
- Comprimento das amarras internas da bolsa de ar (nominal, -100 mm e +100 mm);
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator (17 ms, 22 ms e 27 ms);
- Limitador de carga do cinto de segurança (3 kN, 4 kN e 5 kN);
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis (sem, 17 ms e 27 ms);
- Carga de colapso da coluna de direção (1 kN, 2 kN e 3 kN);

- Fivela do cinto de segurança com ou sem sistema de travamento dinâmico (DLT).

Passageiro:

- Tempo de disparo da bolsa de ar (35 ms, 40 ms e 45 ms);
- Diâmetro da saída de ar da bolsa de ar (25 mm, 30 mm e 35 mm);
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator (17 ms, 22 ms e 27 ms);
- Limitador de carga do cinto de segurança (3 kN, 4 kN e 5 kN);
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis (sem, 17 ms e 27 ms);
- Fivela do cinto de segurança com ou sem sistema de travamento dinâmico (DLT).

Estabelecidas as variáveis de projeto e seus respectivos níveis, uma matriz ortogonal foi selecionada para executar as simulações computacionais que utilizam modelos numéricos em elementos finitos. Ao se realizar os experimentos com uma matriz ortogonal é assegurado que todas as combinações possíveis e níveis ocorrem com a mesma frequência.

A matriz de experimentos será do tipo L18, tanto para o motorista quanto para o passageiro, para determinarmos a melhor configuração do sistema de retenção, pois para o motorista tem-se 7 variáveis a 3 níveis e 1 variável a 2 níveis. Para o passageiro utilizaremos 5 variáveis a 3 níveis e 1 variável a 2 níveis. Este tipo de matriz requer um total de 18 simulações com as combinações mostradas na Tabela 71.

Tabela 71 - Matriz de experimentos do tipo L18.

Experimento	V1	V3	V3	V4	V5	V6	V7	V8
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1

11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

6.6.1. Discussões

Com base nos resultados das simulações numéricas das combinações dos componentes que compõem os sistemas de retenção, verificamos que os valores de lesões mais próximos aos limites estabelecidos com margem de segurança de 20%, tanto para o motorista quanto para o passageiro, foram:

- HIC (36 ms)
- Aceleração Resultante (3 ms)
- Tensão Axial (+Fz)
- Cisalhamento (+Fx)
- Momento Fletor Extensão (-My)
- Compressão do Peito

Com esta constatação foram criados os metamodelos (6 para motorista e 6 para passageiro) conforme metodologia de Kriging para estes índices de lesões. A primeira otimização via algoritmo genético baseada em metamodelos do sistema de retenção foi realizada considerando o problema sem restrição e com objetivo de minimizar a compressão de peito. Salientando que este problema de otimização avalia variáveis discretas.

A otimização por algoritmo genético com simples objetivo sem restrição e discreta usando metamodelo para compressão de peito chegou a seguinte combinação:

Motorista:

- Tempo de disparo da bolsa de ar, 10 ms;
- Diâmetro da saída de ar da bolsa ar, 33 mm;

- Comprimento das amarras internas da bolsa de ar, nominal +100 mm;
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator, 17 ms;
- Limitador de carga do cinto de segurança, 3 kN;
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis, 17 ms;
- Carga de colapso da coluna de direção, 3 kN;
- Fivela do cinto de segurança com DLT.

Passageiro:

- Tempo de disparo da bolsa de ar, 45 ms;
- Diâmetro da saída de ar da bolsa ar, 35 mm;
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator, 17 ms;
- Limitador de carga do cinto de segurança, 3 kN;
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis, 17 ms;
- Fivela do cinto de segurança com DLT.

Na Tabela 72 estão listados os resultados para os índices de lesões mais críticos previstos pelos metamodelos e os valores obtidos em simulação utilizando elementos finitos. O metamodelo que representa o momento que causa extensão no pescoço do passageiro mostrou que o valor estava abaixo do limite legal, mas acima da margem de segurança. Então foi realizada a simulação numérica em elementos finitos para confirmar a predição. Por este motivo, foi realizada uma nova otimização para o sistema de retenção do passageiro, mas neste caso foi adicionada a restrição do momento de extensão do pescoço, que precisa ser abaixo de 45,6 Nm. A Tabela 73 mostra os valores de lesões críticos para o passageiro após nova otimização com restrição. A combinação prevista pela otimização baseada em metamodelo para este problema foi:

Passageiro:

- Tempo de disparo da bolsa de ar, 40 ms;
- Diâmetro da saída de ar da bolsa ar, 35 mm;
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator, 17 ms;
- Limitador de carga do cinto de segurança, 3 kN;
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis, 17 ms;
- Fivela do cinto de segurança com DLT.

Tabela 72 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada sem restrição.

Motorista	Critério de Lesão	Unidade	Metamodelo	Elem. Finitos
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	366	331
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	47,8	47,1
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1097	1136
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	1499	1351
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	15,8	18,7
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	23,8	26,3

Passageiro	Critério de Lesão	Unidade	Metamodelo	Elem. Finitos
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	507	533
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	48,7	49,3
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1262	1169
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	497	433
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	48,5	53,9
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	20,0	22,5

Tabela 73 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada com restrição.

Passageiro	Critério de Lesão	Unidade	Metamodelo	Elem. Finitos
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	370	326
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	44,3	42,4
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1311	1254
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	413	195
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	45,4	51,3
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	20,9	23,8

Neste caso, o metamodelo previu que o momento de extensão no pescoço do passageiro estaria pouco abaixo da margem de segurança. Todavia ao verificarmos o resultado em

elementos finitos este valor ficou acima da margem de segurança. Notou-se que para os dois casos o erro entre o valor previsto pelo metamodelo e o obtido em elementos finitos era de aproximadamente 10%. Sendo assim aplicou-se esta correção no valor da margem de segurança da restrição do momento de extensão e novamente realizou-se a otimização. A otimização baseada em metamodelos para o passageiro com esta nova restrição previu a seguinte combinação para o sistema de retenção do passageiro:

- Tempo de disparo da bolsa de ar, 35 ms;
- Diâmetro da saída de ar da bolsa ar, 35 mm;
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator, 17 ms;
- Limitador de carga do cinto de segurança, 3 kN;
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis, 17 ms;
- Fivela do cinto de segurança com DLT.

A Tabela 74 mostra os resultados para os índices de lesões previstos pelos metamodelos e os valores obtidos em elementos finitos. Nesta segunda otimização para o sistema de retenção do passageiro com restrição do momento de extensão no pescoço obtemos índices de lesões todos abaixo da margem de segurança.

Tabela 74 - Valores das lesões previstas pelos metamodelos e os resultados obtidos por simulação em elementos finitos considerando a combinação otimizada com restrição.

Passageiro	Critério de Lesão	Unidade	Metamodelo	Elem. Finitos
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	248,1	406,1
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	40,9	48,2
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1360	1870
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	238,3	400
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	39,1	39,8
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	21,7	23,8

Nota-se que realizando o ajuste na margem de segurança para o momento de extensão no pescoço, a diferença entre o valor previsto pelo metamodelo e o obtido em elementos finitos foi inferior a 2% e para a compressão de peito foi de 8%. Todavia, para os outros índices de

lesões avaliados, esta diferença foi bem maior. Como os valores obtidos estão muito abaixo da margem de segurança os resultados foram satisfatórios.

Os demais índices de lesões foram analisados e ficaram com excelente margem de segurança (acima de 20%) em relação aos valores estabelecidos pela norma, com exceção do valor de índice de tíbia para o passageiro que ficou acima do limite legal. Mas como considerado anteriormente, para reduzir este valor seria necessário projetar um anteparo a frente dos pés do passageiro.

A combinação otimizada fornecida pela otimização baseada em metamodelos apresenta valores abaixo dos requisitos regulamentares para todas as regiões do corpo. O processo de otimização baseada em metamodel provou ser uma excelente ferramenta reduzindo o tempo de desenvolvimento.

O processo de otimização baseado em metamodelagem ajudou a reduzir o custo computacional e o tempo de desenvolvimento de um veículo mais seguro que satisfaz as regulamentações atuais.

A Tabela 75 apresenta os valores finais dos índices de lesões considerando todas as regiões do corpo do manequim para o sistema de retenção otimizado.

Tabela 75 - Índices de lesões para motorista e passageiro decorrente de impacto frontal com sistema de retenção otimizado.

Região do manequim	Critério de Lesão	Unidade	Valores – Margem de Segurança (20%)	Motorista	Passageiro
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	800	331	406,1
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	64	47,1	48,2
Pescoço	Tensão Axial (+F _z) - Duração	[N]	2640 (0ms)	1136	1870
			2320 (35 ms)	205	710
			880 (60 ms)	91	19
	Cisalhamento (+F _x) – Duração	[N]	2480 (0 ms)	1351	400
			1200 (25-35 ms)	1158	120
			880 (> 45 ms)	531	56
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	45,6	18, 7	39,8
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	40	26,3	23,8
Fêmur	Força de Compressão – Duração / Esq.	[N]	7256 (0 ms)	559	538
			6064 (10 ms)	374	436
			7256 (0 ms)	366	849

	Força de Compressão – Duração / Dir.		6064 (10 ms)	297	772
Tíbia	Força de Compressão Axial – Esq.	[N]	6400	1123	440
	Força de Compressão Axial – Dir.			719	531
	Índice de Tíbia Esq.	[-]	1,04	0,565	2,321
	Índice de Tíbia Dir.			0,727	1,394
Joelho	Deslocamento Tíbia/Fêmur Esq.	[mm]	12	1,6	7,7
	Deslocamento Tíbia/Fêmur Dir.			1,4	6,0

Conforme mencionado, as bolsas de ar tanto do motorista quanto do passageiro são conceituais, além disto, no caso do passageiro o posicionamento final da bolsa de ar ainda não está definido pois a forma e geometria do painel de instrumentos não foram projetados.

Com intuito de verificar a sensibilidade das respostas biomecânicas do passageiro ao posicionamento da bolsa de ar, ela foi transladada longitudinalmente no sentido do ocupante em 50 mm. A Tabela 76 mostra os valores dos índices de lesões do passageiro considerando a bolsa de ar deslocada 50 mm e utilizando a configuração do sistema de retenção otimizado:

- Tempo de disparo da bolsa de ar, 35 ms;
- Diâmetro da saída de ar da bolsa ar, 35 mm;
- Tempo de disparo do pré-tensionador do retrator, 17 ms;
- Limitador de carga do cinto de segurança, 3 kN;
- Tempo de disparo do pré-tensionador da pélvis, 17 ms;
- Fivela do cinto de segurança com DLT.

Este estudo de alteração de parâmetros é fundamental no projeto estrutural e pode ser facilmente realizado utilizando os metamodelos conforme desenvolvido neste trabalho.

Tabela 76 – Índice de lesões do passageiro, comparativo entre o caso otimizado com restrição e a bolsa de ar reposicionada em 50 mm.

Região do manequim	Critério de Lesão	Unidade	Sistema Otimizado	Bolsa deslocada 50 mm
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	406,1	416,6
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	48,2	47,7
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1870	1623
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	400	437
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	39,8	32,1
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	23,8	24,0

Verifica-se redução de 19% no momento de extensão do pescoço apenas promovendo uma pequena mudança na posição da bolsa de ar do passageiro, neste caso este índice apresenta maior margem de segurança para o limite regulamentar. Além disto, nota-se que será necessário reavaliar os índices de lesões e realizar novo processo de otimização após termos a correta definição do posicionamento do painel de instrumentos e bolsa de ar.

7. ESTUDOS ADICIONAIS DE IMPACTO VEICULAR

7.1. Impacto frontal contra barreira deformável à 64 km/h

Este estudo adicional assemelha-se ao procedimento de impacto frontal contra barreira deformável da regulamentação das Nações Unidas ECE R94. A única diferença neste caso é a velocidade de impacto, que ao invés de ser 56 km/h é de 64 km/h. Este procedimento de teste é realizado pela Euro NCAP, sendo utilizado para pontuar os veículos de acordo com seu nível de segurança. Os requisitos biomecânicos possuem algumas diferenças e a pontuação do veículo neste teste é ponderada com as demais pontuações adquiridas pelo veículo em outros testes como impacto lateral contra barreira deformável e contra poste. Todavia, serão verificados os mesmos índices de lesões requeridos pela regulamentação ECE R94 somente para analisarmos o grau de severidade imposto pela maior velocidade.

Foram considerados os mesmos tempos de disparo do sistema de retenção utilizados na simulação de impacto frontal à 56 km/h. Seria necessário ajustarmos o tempo de disparo para este caso específico. A Tabela 77 e Tabela 78 mostram os índices de lesões do motorista e passageiro, respectivamente, para velocidades de impacto de 56 km/h e 64 km/h.

Tabela 77 - Índices de lesões do motorista para impacto frontal a 56 km/h (ECE R94) e 64 km/h.

| Região do manequim | Critério de Lesão | Unidade | ECE R94
56 km/h | 64 km/h |
|--------------------|--|---------|--------------------|---------|
| Cabeça | HIC (36 ms) | [-] | 331 | 480,1 |
| | Aceleração Resultante (3 ms) | [g] | 47,1 | 52,0 |
| Pescoço | Tensão Axial (+F _z) | [N] | 1136 | 1150 |
| | Cisalhamento (+F _x) | [N] | 1351 | 1604 |
| | Momento Fletor Extensão (-M _y) | [Nm] | 18,7 | 14,9 |
| Tórax | Compressão do Peito | [mm] | 26,3 | 28,3 |
| Fêmur | Força de Compressão – Esquerda | [N] | 559 | 282 |
| | Força de Compressão – Direita | | 366 | 349 |
| Tíbia | Força de Compressão Axial – Esq. | [N] | 1123 | 2372 |
| | Força de Compressão Axial – Dir. | | 719 | 1132 |

	Índice de Tíbia – Esquerda	[-]	0,565	0,704
	Índice de Tíbia – Direita		0,727	0,844
Joelho	Deslocamento Tíbia/Fêmur Esq.	[mm]	1,6	0,12
	Deslocamento Tíbia/Fêmur Dir.		1,4	0,1

Tabela 78 - Índices de lesões do passageiro para impacto frontal a 56 km/h e 64 km/h.

Região do manequim	Critério de Lesão	Unidade	56 km/h	64 km/h
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	406,1	577,4
	Aceleração Resultante (3 ms)	[g]	48,2	52,7
Pescoço	Tensão Axial (+F _z)	[N]	1870	1554
	Cisalhamento (+F _x)	[N]	400	584
	Momento Fletor Extensão (-M _y)	[Nm]	39,8	51,7
Tórax	Compressão do Peito	[mm]	23,8	26,5
Fêmur	Força de Compressão – Esquerda	[N]	538	521
	Força de Compressão – Direita		849	669
Tíbia	Força de Compressão Axial – Esq.	[N]	440	625
	Força de Compressão Axial – Dir.		511	517
	Índice de Tíbia – Esquerda	[-]	2,321	3,166
	Índice de Tíbia – Direita		1,394	1,926
Joelho	Deslocamento Tíbia/Fêmur Esq.	[mm]	7,7	7,7
	Deslocamento Tíbia/Fêmur Dir.		6,0	6,0

Analisando os resultados das tabelas anteriores, verifica-se que os índices de lesões em geral aumentaram para velocidade de impacto maior. Entretanto o único valor que ficou acima da margem de segurança foi o momento de extensão no pescoço do motorista. E os valores do índice de tíbia que já estava acima do limite regulamentar aumentaram mais.

7.2. Impacto lateral contra poste

Outro estudo adicional desenvolvido foi o de impacto lateral contra poste à 29 km/h e 90 graus, um procedimento de teste requerido pela Euro NCAP, que é um órgão europeu de

avaliação de carros novos. Este protocolo de teste está sendo alterado, e a velocidade de teste passará para 32 km/h e o poste impacta obliquamente o veículo à 75 graus. Na Figura 202 e Figura 203 demonstra-se a configuração de teste para o caso de impacto lateral contra poste rígido.

Figura 202 - Impacto lateral do AUS contra poste rígido, vista em perspectiva.

Figura 203 - Impacto lateral contra poste configuração de teste.

No procedimento de teste o poste rígido é alinhado com o C.G. da cabeça do ocupante. O veículo recebe pontuação para impacto lateral que necessariamente é ponderado com os outros testes realizados pelo órgão, como impacto frontal, lateral barreira deformável e outros. Aqui, entretanto, analisamos os resultados do AUS com respeito somente aos limites mínimos aceitáveis pelo procedimento de teste. Se o índice de lesão está abaixo do limite superior o

veículo apresenta baixo risco de lesão ao ocupante, já se o valor está acima do limite inferior o risco de lesão aumenta consideravelmente.

Neste caso de colisão veicular, os limites biomecânicos são mostrados na Tabela 79, bem como os valores obtidos na simulação numérica.

Tabela 79 - Índices de lesões do ocupante para impacto lateral contra poste.

Requisito		Limites conforme Euro NCAP		Resultados da Simulação
		Superior	Inferior	
HIC ₃₆		650	1000	346,6
Aceleração de Cabeça Pico [g]		71	88	145,1
Deflexão das costelas [mm]	Superior	22	42,0	29,223
	Intermediária			31,676
	Inferior			37,547
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	0,32	1, 0	0,457
	Intermediária			0,393
	Inferior			0,461
Força na sínfise púbica [kN]		3,0	6,0	3,648
Força no abdômen [kN]		1,0	2,5	0,985

Nota-se que no caso do impacto lateral contra poste a estrutura do AUS precisa ser aprimorada, para que os índices de lesões sejam reduzidos para valores abaixo do limite superior e assim ofereça excelente proteção aos ocupantes.

7.3. Compatibilidade entre veículos

A maioria das organizações governamentais e institutos independentes realizam testes contra barreiras fixas ou móveis, rígidas ou deformáveis. Logicamente os parâmetros adquiridos servem para homologar e aprovar a comercialização ou não de um veículo em determinada região ou país, ou ainda estes dados coletados por meio de ensaios de impacto em ambientes controlados fornecem meios para comparar os carros entre si em determinada

categoria. Com isto, por exemplo, se pode classificar o veículo como mais ou menos seguro para ocupantes ou pedestres em comparação com outro.

Todavia estas avaliações não consideram o fato de que as colisões veiculares na realidade na maioria das vezes ocorrem entre veículos de tamanhos, formas, massas e rigidezes quase sempre diferentes. Sendo assim, a energia proveniente da colisão é dissipada de maneira diferente da que ocorre nos testes de laboratório. De um modo geral, a incompatibilidade no acidente surge devido a três fatores, Gabler e Hollowell, 1998:

- Incompatibilidade de Massa;
- Incompatibilidade de Rigidez;
- Incompatibilidade Geométrica.

Assim, surge a questão da compatibilidade entre os veículos, onde o nível de proteção dos ocupantes de um determinado veículo não depende apenas do seu próprio desempenho, da resistência de sua estrutura a impactos, mas da resistência do outro veículo. O problema de compatibilidade é um problema de interação de massa, estrutura e geométrica entre os dois veículos em colisão, Jawad, 1998.

Vamos supor que um veículo de passageiros colida frontalmente com um veículo utilitário esporte, conhecido como SUV (do inglês “*sport utility vehicle*”), ver Figura 204. Em geral os chassis dos veículos não estão alinhados verticalmente, a linha frontal do chassi do SUV está acima do chassi do veículo de passageiros. Neste caso, pode ocorrer o que chamamos de “*underride*”, ou seja, o SUV pode subir por cima do veículo menor. Este fenômeno também pode ocorrer quando um veículo de passageiros colide com a traseira de um caminhão, Figura 205.

Para melhorar a compatibilidade é necessário satisfazer três itens simultaneamente, Mori et al., 2008:

- Múltiplos caminhos de carga incluindo peças mecânicas;
- Aumentar a quantidade de absorção de energia das partes da frente do veículo;
- Rigidez suficiente do compartimento dos passageiros.

Figura 204 - Compatibilidade em colisão frontal entre um veículo de passageiros e um SUV.

Figura 205 - Compatibilidade em colisão traseira entre um veículo de passageiros e um caminhão.

Pelos motivos citados, analisa-se a seguir alguns casos de colisão do veículo desenvolvido (AUS) com um SUV, e verifica-se a resposta biomecânica dos ocupantes.

7.3.1. Impacto lateral do AUS contra SUV

Para verificar a compatibilidade do AUS com outros veículos em impacto lateral, foi simulado o AUS sendo impactado lateralmente por um SUV com velocidade de 50 km/h, que é a mesma velocidade de impacto referenciada na regulamentação de impacto lateral ECE R95 das Nações Unidas.

Entretanto, também foi simulado o impacto a velocidade de 32,584 km/h, isto para manter-se a mesma energia de impacto, pois no caso da regulamentação o impactador tem 950 kg com velocidade de 50 km/h (91628 J). O SUV que estamos utilizando para impactar lateralmente o AUS tem massa de 2237,8 kg, resultando em velocidade de 32,584 km/h. Na Figura 206 e Figura 207 está mostrada a configuração do impacto lateral.

Figura 206 - Impacto lateral do AUS contra SUV, vista em perspectiva.

Figura 207 - Impacto lateral do AUS contra SUV, configuração para simulação numérica.

Após realizar as simulações numéricas computacionais foram analisados os índices de lesões ao ocupante no caso do impacto lateral do lado do passageiro. A Tabela 80 e Tabela 81 demonstram os resultados das respostas biomecânicas do ocupante para as velocidades de 50 km/h e 32,584 km/h respectivamente.

Tabela 80 - Índice de lesões do ocupante para impacto lateral do AUS contra SUV à 50 km/h.

Requisito		Requisitos conforme ECE R95	Índice de lesão com margem de segurança	Resultados da Simulação
HIC ₃₆		1000	800	3449,3
Deflexão das costelas [mm]	Superior	42	33,6	42,664
	Intermediária	42		33,055
	Inferior	42		28,709
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	1,0	0,8	0,629
	Intermediária	1,0		0,489
	Inferior	1,0		0,353
Força na sínfise púbica [kN]		6,0	4,8	7,877
Força no abdômen [kN]		2,5	2,0	2,026

Tabela 81 - Índice de lesões do ocupante para impacto lateral do AUS contra SUV à 32,584 km/h.

Requisito		Requisitos conforme ECE R95	Índice de lesão com margem de segurança	Resultados da Simulação
HIC ₃₆		1000	800	665,8
Deflexão das costelas [mm]	Superior	42	33,6	23,545
	Intermediária	42		17,682
	Inferior	42		20,552
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	1,0	0,8	0,141
	Intermediária	1,0		0,110
	Inferior	1,0		0,091
Força na sínfise púbica [kN]		6,0	4,8	4,378
Força no abdômen [kN]		2,5	2,0	0,535

Analisando os resultados verificamos que caso a velocidade de impacto do SUV seja igual a requerida na regulamentação das Nações Unidas ECE R95 todas as regiões do corpo humano avaliadas apresentam valores acima do limite especificado. Todavia se a energia do

impacto for igual a da regulamentação nenhuma região do corpo humano apresenta lesões acima do limite estabelecido pela regulamentação.

7.3.2. Impacto do AUS contra traseira de um caminhão

A Resolução nº 152 do Conselho Nacional de Trânsito de 2003, estabelece os requisitos técnicos de fabricação e instalação de para-choque traseiro para veículos de carga. Conforme tal resolução, a máxima distância da borda inferior do para-choque traseiro ao pavimento é de 400 mm, Figura 208.

Figura 208 - Distância do para-choque traseiro ao solo.

Para representar o impacto do AUS contra a traseira de um caminhão, condição que não possui regulamentação, foram consideradas 2 velocidades: 32 km/h e 40 km/h. Criou-se uma superfície rígida para representar a traseira do caminhão como visto na Figura 209.

Figura 209 - Representação do impacto do AUS contra traseira de um caminhão.

Como o AUS possui na estrutura frontal absorvedores de energia superiores, não existentes na maioria dos veículos, a deformação e deslocamento da estrutura frontal foi pequena. Também se verifica não existir intrusão residual da coluna A superior a 40 mm, valor este utilizado como restrição no problema de otimização. No caso da velocidade de 32 km/h a intrusão residual foi de 10,7 mm e para velocidade de impacto e 40 km/h a intrusão residual foi de 34,6 mm, o ponto de maior intrusão na Coluna A está demonstrado na Figura 210.

Figura 210 - Ponto de máxima intrusão na coluna A.

Os absorvedores de energia frontais superiores deformaram-se plasticamente absorvendo a maior parte da energia, sendo assim trabalharam adequadamente, impedindo elevada intrusão da coluna A no interior do veículo, Figura 211 e Figura 212. Todavia no caso de impacto à 40 km/h, nota-se que a parte frontal da coluna começa a apresentar grande deformação, que pode originar instabilidade em casos de maior velocidade.

Figura 211 - Deformação dos absorvedores de energia superiores e intrusão da coluna A considerando velocidade de impacto de 32 km/h.

Figura 212 - Deformação dos absorvedores de energia superiores e intrusão da coluna A considerando velocidade de impacto de 40 km/h.

Por meio desta simulação numérica e análise, podemos verificar que é baixa a possibilidade de ocorrer lesões aos ocupantes do AUS, pois a estrutura apresentou estabilidade do habitáculo para velocidade de até 40 km/h, considerando que o veículo impactado, caminhão, possui altura do para-choque conforme especificado pela resolução do CONTRAN.

7.4. Capotamento

Dar-se-á neste capítulo continuidade ao trabalho de dissertação apresentado junto a Universidade Federal do Rio Grande do Sul para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Dissertação intitulada: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CAPOTAMENTO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES - COMPARAÇÃO ENTRE NORMAS E VERIFICAÇÃO DE RISCOS DE LESÕES AO CONDUTOR.

Pois concluiu-se que:

- Decorrente da complexidade do fenômeno de rolamento, poucos estudos computacionais e experimentais nesta área são realizados. Na época da apresentação da dissertação não se tinha e, ainda não se tem, conhecimento de trabalhos similares publicados no país com o objetivo de avaliar dinamicamente a resistência dos veículos em eventos de capotamento. Pois além de realizar simulações computacionais de veículos completos em procedimentos dinâmicos, o ocupante também foi simulado para verificar seu comportamento e determinar possíveis lesões.
- Metodologias computacionais, como as apresentadas no trabalho, podem ajudar a desenvolver veículos sem o uso de testes físicos que são extremamente caros e de difícil repetibilidade devido à flutuação das variáveis envolvidas. Metodologias auxiliam no entendimento da dinâmica do ocupante durante eventos de colisões e na avaliação dos riscos de lesões que por ventura possam ocorrer aos ocupantes.

Capotamentos veiculares são incidentes perigosíssimos e com a maior taxa de fatalidades entre os diferentes tipos de acidentes veiculares. Dos milhões de acidentes veiculares envolvendo carros de passageiros, veículos utilitários esportivos, picapes e furgões em 2005, somente 3,3% envolveram rolamento (Figura 213). Entretanto, foi a causa de aproximadamente 21,1% do total de mortes de passageiros em acidentes veiculares (Figura 214), sendo este valor 4 vezes maior quando relacionado ao número de ocupantes que sofreram somente ferimentos (5,3%), e 16 vezes superior a acidentes que causaram somente danos materiais (1,3%). Estudos realizados em 2002 mostraram que a maioria dos ocupantes veiculares que morreram (72%) não estavam usando cinto de segurança.

Figura 213 - Incidência de rolamento veicular dentre os acidentes veiculares. NHTSA, 2006.

Figura 214 - Percentual de fatalidades considerando veículos que sofrem ou não capotamento. NHTSA, 2006.

Estudos realizados por Otte em 2004 demonstram que acidentes envolvendo rolamento causam maiores problemas na cabeça, quando comparados com acidentes que não decorrem de rolamento (Figura 215).

Figura 215 - Lesões causadas a diferentes partes do corpo devido a eventos de rolamento ou não. Otte, 2004.

Digges e Eigen (2003) demonstram que o número de quartos de volta que o veículo realiza durante a ocorrência de rolamento está relacionado com a energia do acidente, e ainda que as lesões tendam a aumentar com o número de vezes que o teto impacta contra o solo.

Embora o número de quartos de volta durante o evento de rolamento seja importante, noventa por cento dos casos não excedem uma volta completa (360°), (Friedman e Nash, 2001). Sendo assim, verifica-se no decorrer do presente trabalho que um dos testes que melhor pode reproduzir o número de voltas que o veículo pode sofrer é o J2114, recomendado pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE J2114, 1999).

Sendo assim a questão de capotamento dos veículos abordada na dissertação, será aqui novamente avaliada. Pois normas e regulamentações que avaliem dinamicamente a questão do capotamento veicular ainda são praticamente inexistentes e amplamente abertas à pesquisa.

Como o evento de capotamento ou “rollover”, ainda é uma área em estudo, não se tem um manequim específico para tal caso. Assim, utilizou-se o mesmo manequim empregado em impacto lateral. Foram analisados os índices de lesões do ocupante decorrentes do evento de capotamento e comparados com os valores aceitáveis para o manequim ES2 da norma ECE R95. Neste estudo não foi considerada a abertura das bolsas de ar laterais.

Como o centro de gravidade do AUS está localizado a aproximadamente 500 mm acima do solo, sem ocupantes, após sair da plataforma ele atinge o solo com os pneus e posteriormente

apresenta pequeno giro sobre seu eixo longitudinal. Este pequeno giro faz com que o AUS atinja novamente o solo com a região lateral da estrutura do teto, a partir deste ponto ele somente escorrega no pavimento. A partir da Figura 216 até a Figura 220, estão demonstrados estes eventos.

Figura 216 - Instante em que o AUS começa a sair da plataforma (0 ms).

Figura 217 - Instante em que os pneus do AUS atingem o solo (235 ms).

Figura 218 - Após atingir o solo com os pneus, o AUS começa a rotacionar (390 ms).

Figura 219 - AUS atinge o solo com a região lateral da estrutura do teto (690 ms).

Figura 220 - AUS passa a escorregar sobre o solo após 725 ms.

Neste estudo, a pequena rotação e escorregamento do veículo sobre a estrutura lateral provocam baixos índices de lesões ao ocupante. Caso houvesse maior rotação do veículo, a estrutura lateral do teto poderia sofrer maior solicitação e consequente maior intrusão no interior do veículo. Tabela 82 mostra os valores de lesões do ocupante para o evento de capotamento.

Tabela 82 - Índices de lesões para o ocupante em caso de capotamento.

Requisito		Requisitos conforme ECE R95	Índice de lesão com margem de segurança	Resultados da Simulação
HIC ₃₆		1000	800	364,1
Deflexão das costelas [mm]	Superior	42	33,6	18,1
	Intermediária	42		13,5
	Inferior	42		1,0
Critério Viscoso para costelas [m/s]	Superior	1,0	0,8	0,102
	Intermediária	1,0		0,062
	Inferior	1,0		0,001
Força na sínfise púbica [kN]		6,0	4,8	2,225
Força no abdômen [kN]		2,5	2,0	0,056

Apesar dos valores das lesões estarem dentro dos limites aceitáveis para o manequim ES2, verificou-se que o valor de pico da aceleração de cabeça foi de 155 g, valor que está acima do recomendado para outros manequins em casos de colisões. Todavia, conforme mencionado não foi considerada a abertura das bolsas de ar.

Foi avaliado somente o caso de capotamento de um lado do veículo, sendo necessário avaliar o outro lado, pois os ocupantes estão posicionados com defasagem longitudinal.

Também poderiam ser avaliados os índices de lesões considerando outros manequins.

8. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

8.1. Conclusões

O estudo demonstrou ser possível desenvolver um veículo leve com massa inferior a 500 kg, que atende aos requisitos estruturais para proteção de ocupantes em caso de colisão veicular de acordo com as regulamentações das Nações Unidas. Também, a otimização do sistema de retenção, em conjunto com a estrutura veicular, foi capaz de cumprir aos requisitos biomecânicos impostos pelas regulamentações. Portanto, o risco de lesões ou traumas aos ocupantes decorrentes de colisões veiculares frontais foi reduzido.

Na fase de estudos para determinar qual das três técnicas de metamodelagem seria aplicada aos problemas de impacto veicular, verificou-se que a metodologia de Kriging melhor aproximou os dados amostrados à algumas funções analíticas não-lineares. Para o processo de otimização baseado em metamodelos, mostrou-se que a técnica de algoritmos genéticos foi capaz de melhor determinar os pontos mínimos globais das funções estudadas, quando comparada a programação sequencial quadrática. A metodologia de otimização usando metamodelos propiciou menor custo computacional e redução do tempo de simulação para obtenção da solução dos problemas.

A otimização foi aplicada na fase de projeto onde dificilmente pode-se mudar a geometria do veículo ou dos componentes estruturais. Nesta fase em geral, somente espessura e material podem ser alterados. Por este motivo, o processo de otimização utilizando modelos substitutos aos modelos de elementos finitos mostrou-se ser bastante eficaz.

Uma das contribuições mais relevantes do trabalho foi desenvolver e otimizar a estrutura e o sistema de retenção do veículo urbano leve usando metamodelos pela técnica de aproximação de Kriging, para cumprir tanto requisitos estruturais quanto biomecânicos conforme as regulamentações das Nações Unidas. Nas otimizações foram utilizadas como funções objetivo requisitos estruturais, caso da espessura, e requisitos biomecânicos, lesões dos ocupantes. Também, estes parâmetros compuseram as restrições de alguns dos problemas de otimização.

A estrutura final otimizada usando a ponderação para a mínima espessura considerando todos os casos de impacto teve um acréscimo de massa não significativo, inferior a 0,5% em relação ao modelo inicial. Porém, como verificado no decorrer das análises, obteve-se relevante redução nos índices de lesões, principalmente para o caso do impacto lateral onde os requisitos são as respostas biomecânicas. Além disto, os requisitos estruturais para os demais casos de impacto foram atendidos.

No caso de impacto lateral lado direito, utilizando-se a metodologia de otimização baseada em metamodelos o risco de lesão no ocupante foi consideravelmente reduzido. Neste caso, a massa teve pouco acréscimo, entretanto os índices de lesões foram reduzidos para valores abaixo da margem de segurança assumida.

A combinação otimizada dos parâmetros do sistema de retenção, fornecida pela otimização baseada em metamodelos, propiciou que os valores dos índices de lesões dos ocupantes ficassem abaixo dos valores estabelecidos pela norma de impacto frontal contra barreira deformável. Além disto, estes índices apresentaram boa margem de segurança (acima de 20%) em relação aos valores normativos, com exceção do valor para o índice de tíbia do passageiro que ficou acima do limite legal. Mas como explicitado, para reduzir este valor é necessário projetar um anteparo a frente dos pés do passageiro.

Este projeto configura-se como uma base para futuros estudos com foco no desenvolvimento estrutural ou de subsistemas por diferentes áreas e disciplinas da Universidade, principalmente com foco em segurança veicular, servindo como um passo inicial para o desenvolvimento de um veículo completo.

A metodologia de desenvolvimento aplicada no presente trabalho mostrou-se válida na otimização estrutural do veículo e do sistema de retenção dos ocupantes com foco em reduzir o risco de lesões aos ocupantes. O processo de otimização via algoritmo genético baseado em metamodelos de Kriging mostrou-se bastante eficiente, reduzindo o tempo de desenvolvimento e o custo computacional.

A massa total do veículo considerando a estrutura, baterias, motores elétricos, portas, sistema de direção, suspensões dianteira e traseira, bancos ficou em aproximadamente 423 kg, massa abaixo do estabelecido. Todavia, ainda precisam ser considerados alguns componentes como

painel de instrumentos, acabamentos internos, vidros ou outro material transparente para a área de visão, entre outros componentes. Mas pode-se também trabalhar em obter baterias mais leves, pois a massa foi estimada, bem como otimizar a massa de outros subsistemas que aqui não foram otimizados, como bancos, painéis de portas, sistema de direção e outros.

Nos estudos avançados de compatibilidade e procedimentos de testes que fornecem métricas aos consumidores, verificou-se que é necessário melhorar o desempenho da estrutura e/ou sistema de retenção para oferecer maior proteção aos ocupantes.

8.2. Trabalhos futuros

Aplicar o processo de otimização baseado em metamodelos com outras técnicas de otimização e em problemas multidisciplinares.

Utilizar diferentes materiais como variáveis de projeto e em conjunto com a espessura realizar otimização discreta com o objetivo de selecionar materiais e espessuras comumente usados na indústria.

Avaliar a resistência das uniões soldadas, determinando experimentalmente um critério de ruptura para ser incorporado nos modelos numéricos e verificar a integridade das uniões soldadas para os diferentes casos de impacto.

No que tange a segurança dos ocupantes, precisa ser avaliada a resposta biomecânica de outros ocupantes de diferentes massa, forma e tamanho.

Realizar o processo de metamodelagem e otimização para o caso de impacto lateral do lado esquerdo do veículo, lado do motorista. Pois no decorrer do estudo somente foi avaliado o caso de impacto no lado do passageiro. Ainda no caso de impacto lateral, após definição da geometria e rigidez dos componentes que compõem o painel interno das portas e cobertura da coluna B, também será necessário reavaliar as respostas biomecânicas dos ocupantes.

Como ainda não se tem a definição da geometria do painel de instrumentos, sua rigidez e o posicionamento final da bolsa de ar, precisar-se-á verificar novamente as lesões do ocupante

em caso de impacto frontal contra barreira deformável. Caso necessário, realizar nova otimização do sistema de retenção.

As bolsas de ar empregadas no desenvolvimento do veículo são conceituais. Futuramente, pode-se trabalhar em conjunto com os fabricantes de bolsas que indicarão a melhor configuração do sistema. Ou ainda, aplicando a metodologia utilizada no presente trabalho poderão ser desenvolvidas bolsas específicas para o AUS.

O foco do presente trabalho foi a segurança veicular dos ocupantes em caso de colisões veiculares, sendo assim, se faz necessário analisar o veículo completo quanto a durabilidade e outros requisitos.

Para completa validação e aprovação do veículo (AUS) é necessário serem realizados os testes físicos impostos pelas regulamentações, os mesmos que aqui foram simulados numericamente e, assim, comprovar o cumprimento dos critérios estruturais e/ou biomecânicos. Além disto, é importante analisar outros critérios necessários para a completa aprovação do AUS, conforme demais regulamentações das Nações Unidas aqui não abordadas.

Precisa ser analisada a proteção dos pedestres oferecida pelo AUS, principalmente em caso de atropelamento a baixa velocidade de acordo com a regulamentação GTR #9. Esta regulamentação avalia os índices biomecânicos da cabeça e membros inferiores.

Até o presente momento, verifica-se que o Brasil tem muito que evoluir no que tange a coleta, armazenamento e avaliação de dados referentes a colisões de trânsito.

O Brasil necessita desenvolver uma metodologia e um sistema informatizado onde possam ser armazenados os dados de acidentes veiculares tanto quanto tipo de acidente, velocidade do veículo, condições do pavimento, condições ambientais, dados dos veículos envolvidos, quantidade de pessoas feridas, tipo de traumas dos passageiros e/ou pedestres, mortes no local do acidente, pessoas que ficam com traumas físicos devido ao acidente, mortes em hospitais, e outros dados relevantes, para que assim, como em outros países, este banco de dados possa ajudar a fornecer dados estatísticos para a definição de políticas públicas de prevenção de acidentes veiculares e promover base concreta para que o governo possa definir normas e regulamentações que os veículos, ocupantes e passageiros devem obedecer.

Otimizar a estrutura do veículo considerando incertezas, ou seja, as variações estocásticas em parâmetros de material, geometria e condições de contorno.

Outro ponto relevante, é fundamental o Brasil fazer parte do acordo global de 1998 que impõe normas técnicas e regulamentações quanto aos requisitos de segurança que os veículos necessitam atender. Estes requisitos têm por objetivo aumentar a segurança dos veículos e das estradas, melhorar o desempenho ambiental e facilitar o comércio dos veículos, por meio da harmonização de normas e regulamentações para homologação dos veículos.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abedrabbo, N., Mayer. R., Worswick, M., Riemsdijk, I., (2009). **Crash response of adavanced high-strength steel tubes: experimental and numerical results.**

Anderson, R. G. (2000). **A study on the biomechanics of axonal injury.** Thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Adelaide.

Associação Brasileira de Normas Técnicas. (2010). **ABNT NBR 15300-1: Veículos Rodoviários Automotores – Proteção ao Ocupante – Ensaio de Impacto Frontal, Parte 1: Requisitos de Desempenho.**

Associação Brasileira de Normas Técnicas. (2010). **ABNT NBR 15300-2: Veículos Rodoviários Automotores – Proteção ao Ocupante – Ensaio de Impacto Frontal, Parte 2: Procedimento de Ensaio de Impacto Frontal com 100% de Sobreposição.**

Associação Brasileira de Normas Técnicas. (2010). **ABNT NBR 15300-3: Veículos Rodoviários Automotores – Proteção ao Ocupante – Cabeça no Teste de Impacto, Parte 3: Cabeça no Teste de Impacto com 40% de Sobreposição.**

Bastos, E. A. (2004). **Otimização de Seções Retangulares de Concreto Armado Submetidas à Flexo-Compressão Oblíqua Utilizando Algoritmos Genéticos.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro.

Bathe, K. J. (1995). **Finite elements procedures.** 1. Ed. Upper Saddle River, Prentice Hall.

Biscaia Jr., E. C. **Métodos de Otimização – aula1.pdf.** Disponível em <http://www2.peq.coppe.ufrj.br/Pessoal/Professores/Evaristo/CO897_2014>. Acesso em: 30 de agosto de 2015.

Box, G. E. P. and Behnken, D. W. (1960). **Some New Three Level Design for the Study of Quantitative Variables.** Technometrics 2(4): 455-475.

Box, G. E. P., Hunter, W. G. and Hunter, J. S., (2005). **Statistics for Experimenters - Design, Innovation, and Discovery (Second ed.).** John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey.

Buijs, W. (1987). **NUMERICAL CRASH SIMULATION OF VEHICLE STRUCTURES - a literature survey.**

Cavazzuti, M. (2013). **Optimization Methods – From Theory to Design Scientific and Technological Aspects in Mechanics.**

CDC. (30 de December de 2007). **Collision Deformation Classification - A Brief Review.**

CONTRAN. (2007). **CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. RESOLUÇÃO Nº 221.**

Choi, Hae-Jin. **7. Kriging – Gaussian Process Model (Ch.11. 5 Experiments with Computer Models)**. Disponível em <[http://isd1.cau.ac.kr/education.data/complex.sys/ 7.Kriging.pdf](http://isd1.cau.ac.kr/education.data/complex.sys/7.Kriging.pdf)>. Acesso em: 12 de setembro de 2015.

Cunha, V. A. (2011). **AS NOVAS NORMAS TÉCNICAS BRASILEIRAS PARA TESTE DE IMPACTO FRONTAL VEICULAR PARA PROTEÇÃO DOS OCUPANTES – DEFINIÇÃO DO MELHOR TESTE PARA O MERCADO DE VEÍCULOS VENDIDOS NO BRASIL E A ANÁLISE FINANCEIRA PARA ATUALIZAÇÃO DO LABORATÓRIO DE TESTES**. Salvador: Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Gestão e Tecnologia Industrial, Faculdade Tecnologia SENAI CIMATEC.

Deb, K. (2011). **Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms: An Introduction**. Department of Mechanical Engineering Indian Institute of Technology Kanpur. Kanpur. India.

Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., and Meyarivan, T. (2002). **A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II**. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 6(2), 182-197.

Deshmukh, P. S. (2006). **Rollover and Roof Crush Analysis of Low-Floor Mass Transit**. Master of Science, Wichita State University.

Digges, K. H., & Eigen, A. M. (2003). **Crash attributes that influence the severity of rollover crashes**. Proceedings of the 18th ESV.

Doebbling, S. W., Hemez, F. M., Schultze, J. S., Cundy, A. L. (2002). **A Metamodel-Based Approach to Model Validation for Nonlinear Finite Element Simulations**. Proceedings of IMAC XX. Los Angeles, CA.

Du Bois, P., Chou, C. C., Fileta, B. B., Khalil, T. B., King, A. I., Mahmood, H. F., Wismans, J. (2004). **VEHICLE CRASHWORTHINESS AND OCCUPANT PROTECTION**. Southfield, Michigan: American Iron and Steel Institute.

ECE R12. (2012). **Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the driver against the steering mechanism in the event of impact**.

ECE R32. (1993). **Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the behaviour of the structures of the impacted vehicle in a rear-end collision**.

ECE R34. (2012). **Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the prevention of fire risks**.

ECE R94. (2013). **Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision**.

ECE R95. (2011). **Uniform provisions Concerning the Approval of Vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision**.

Eppinger, R., Sun, E., Bandak, F., Haffner, M., Khaewpong, N., Maltese, M., Zhang, A. (1999). **Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems – II**. National Highway Traffic Safety Administration.

EuroNCAP - EUROPEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME. (2012). **Frontal Impact Test Protocol - Version 6.0.2**.

FMVSS 208. (2008). **Federal Motor Vehicle Safety Standard (49 CFR part 571). Occupant Crash Protection**.

FMVSS 214. (2008). **Federal Motor Vehicle Safety Standard (49 CFR part 571). Side impact protection**.

Friedman, D., & Nash, C. E. (2001). **Advanced Roof Design for Rollover Protection**. 17th International Technical Conference on the Enhance Safety of Vehicles. Amsterdam, The Netherlands.

Gabler, H. C., & Hollowell, W. T. (1998). **NHTSA' S VEHICLE AGGRESSIVITY AND COMPATIBILITY RESEARCH PROGRAM**. Windsor: U.S. National Highway Traffic Safety Administration.

Gadd, C. W. (1966). **Use of a Weighted-Impulse Criterion for Estimating Injury Hazard**. Proceedings of the Tenth Stapp Car Crash Conference, SAE Paper 660793.

Global technical regulation No. 9. (2009). **PEDESTRIAN SAFETY. AGREEMENT CONCERNING THE ESTABLISHING OF GLOBAL TECHNICAL REGULATIONS FOR WHEELED VEHICLES, EQUIPMENT AND PARTS WHICH CAN BE FITTED AND/OR BE USED ON WHEELED VEHICLES**. Established in the Global Registry on 12 November 2008.

Goldberg, D. E. (1989). **Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning**, Addison Wesley Longman Inc., New York.

Gonneville, P., & Martin, G. (2006). **Speed and fatality rate**.

Griskevicius, P., & Ziliukas, A. (2003). **THE CRASH ENERGY ABSORPTION OF THE VEHICLES FRONT STRUCTURES**. TRANSPORT, Vol XVIII, No 2, pp. 97-101.

Guibin, L., & Yingnan, Z. (2012). **Current Status and Future Development of Safety Standards for Electric Vehicles**. CHINA S TANDARDI ZAT ION.

Haas, S. (2013). Acesso em 21 de Novembro de 2013, disponível em European Regulations related to Crash Testing: <http://www.crash-network.com/index.html>

Hang, F., Chao, Y. and Chen, W. (2012). **Study on Correlation Method of C-NCAP Full Frontal Impact**. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress Volume 9: Automotive Safety Technology.

- Hardy, Rolland L. (1990). **Theory and applications of the multiquadric-biharmonic method: 20 years of discovery, 1968-1988**. Computers and Mathematics with Applications, 19:163–208.
- Haug, E., Scharnhorst, T., & Dubois, P. (1986). **FEM Crash, Berechnung eines Fahrzeugfrontalaufpralls**.
- Hendricks, D. L. (1981). **Collision Deformation Classification Training Program: Intermediate Level**. Washington, DC.
- Holland, J. H. (1975). **Adaptation in natural and artificial systems**. University of Michigan Press, Ann Arbor. Michigan.
- Hoppe, R. H. W. **Optimization Theory. Chapter 4**. Disponível em <http://www.math.uh.edu/~rohop/fall_06>. Acesso em: 31 de agosto de 2015.
- Horvath, C. D. (2004). **The Future Revolution in Automotive High Strength Steel Usage**. Great Designs in Steel Seminar. www.autosteel.org. February 18, 2004.
- Huang, M. (2002). **Vehicle Crash Mechanics**. Dearborn, Michigan: CRC Press.
- Huang, M., Lawson, G. P., Powell, B. K., & Walker, J. H. (1977). **Characterization of Vehicle Deceleration Time Histories in the Analysis of Impact Dynamics**. Em SAE International Automotive Engineering Congress and Exposition. Detroit, Michigan.
- Ibrahim, H. K. (August de 2009). **Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness Improvement**, PhD Thesis. Montreal, Quebec, Canada: Concordia University.
- Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada; Associação Nacional dos Transportes Públicos. (2003). **Impacto social e econômico dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas brasileiras: relatório executivo**. Brasília: IPEA.
- Jawad, S. A. (1998). **COMPATIBILITY STUDY IN FRONTAL COLLISIONS - MASS AND STIFFNESS RATIO**. United Kingdom: ACME Department, University of Hertfordshire .
- Jin, R., Chen, W., and Simpson, T. (2001). **Comparative studies of metamodeling techniques under multiple modelling criteria**. Structural and Multidisciplinary Optimization, 23(1), 1-13.
- Jurecka, F. (2007). **Robust Design Optimization Based on Metamodeling Techniques**. Doctorate dissertation. Technische Universität München.
- Kacker, R. N., Lagergren, E. S. and Filliben, J. J. (1991). **Taguchi's Orthogonal Arrays Are Classical Designs of Experiments**. Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology.

Kamal, M. M. (1970). **Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact**. SAE Paper No. 700414.

Kassar, M. and Yu, W-W. (1989). **Design of automotive structural components using high strength sheet steels – the effect of strain rate on compressive mechanical properties of sheet steels**. American Iron and Steel Institute. Department of Civil Engineering University of Missouri-Rolla Rolla, Missouri.

Khattab, A.-R. (2010). **INVESTIGATION OF AN ADAPTABLE CRASH ENERGY MANAGEMENT SYSTEM TO ENHANCE VEHICLE CRASHWORTHINESS**, PhD Thesis presented at Concordia University. Montreal, Quebec, Canada.

Kim, B.-S., Lee, Y.-B., and Choi, D.-H. (2009). **Comparison study on the accuracy of metamodeling technique for non-convex functions**. Journal of Mechanical Science and Technology, 23(4), 1175-1181.

King, A. I., & Viano, D. C. (2000). **Mechanics of the Head/Neck**. Em J. D. Bronzino, The Biomedical Engineering Handbook: Second Edition. Boca Raton: CRC Press LLC.

Kisulenko, B. V. (2012). **THE UNECE WORLD FORUM FOR HARMONIZATION OF VEHICLE REGULATIONS (WP.29) – RECOGNIZED LEADER IN DEVELOPMENT OF SAFETY REQUIREMENTS FOR THE ROAD VEHICLES**. Informal document WP.29-157-03 (157th session, agenda item 8.11).

Kleijnen, J. P. C. (1987). **Statistical Tools for Simulation Practitioners**, Marcel Dekker, NY.

Kleijnen, J. P. C. and Sargent, R. G. (2000). **A methodology for fitting and validating metamodels in simulation**. European Journal of Operational Research, 120 14-29.

Kleinberger, M., Sun, E., Eppinger, R., Kuppa, S., & Saul, R. (1998). **Development of improved injury criteria for the assessment of advanced automotive restraint systems**. Washington, DC: NHTSA.

Konieczny, A. A. (2003). **Advanced High Strength Steels – Formability**. American Iron and Steel Institute. U. S. Steel Automotive Center. Great Designs in Steel Seminar, Livonia, MI.

Krige, D. G. (1951). **A statistical approach to some mine valuation and allied problems on the Witwatersrand**. Master's thesis, University of Witwatersrand, Johannesburg.

Krishnamurthy, T. (2003). **Response surface approximation with augmented and compactly supported radial basis functions**. The 44th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC structures, structural dynamics, and materials conference. Norfolk, VA.

Kuhfeld, W. F. (1976). **Orthogonal Arrays**. Advanced Analytics Division, SAS. Disponível em < <http://support.sas.com/techsup/technote/ts723.html>>. Acesso em: 08 de agosto de 2015.

- Kuppa, S., Wang, J., Haffner, M., & Eppinger, R. (2001). **Lower Extremity Injuries and Associated Injury Criteria**. Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration.
- Lindquist, M., Hall, A., & Björnstig, U. (2004). **Car structural characteristics of fatal frontal crashes in Sweden**. *International Journal of Crashworthiness*, pp. 587-597.
- Lissner, H. R., Lebow, M., & Evans, F. G. (1960). **Experimental Studies on the Relation. Surgery, Gynecology, and Obstetrics**, Volume III, pp. 329-338.
- Matsumoto, A. T. (2010). **Estudo do desempenho de reforços poliméricos em estruturas veiculares submetidas a impacto**. São Paulo: Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- Maurath, C., Guha, S., Bhalsod, D., Burger, M., Krebs, J., Bala, S., Marzougui, D. (2010). **Overview of LSTC's LS-DYNA Anthropomorphic Models**. 11th International LS-DYNA Conference. Dearborn, Michigan.
- McElhaney, J. H., Nightingale, R. W., Winkelstein, V. C., & Myers, B. S. (2002). **Biomechanical Aspects of Cervical Trauma**. Em A. M. Nahum, & J. W. Melvin, *Accidental Injury – Biomechanics and Prevention*, Second Edition. New York: Springer-Verlag.
- McKay, M. D., Beckman, R. J., and Conover, W. J. (1979). **A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code**. *Technometrics*, 21(2), 239-245.
- Mertz, H. J., & Patrick, L. M. (1971). **Strength and Response of the Human Neck**. *Proceedings of the Fifteenth Stapp Car Crash Conference*.
- Mertz, H. J., Hodgson, V. R., Thomas, L. M., & Nyquist, G. W. (1978). **An Assessment of Compressive Neck Loads Under Injury-Producing Conditions**. *Physician and Sports Medicine*.
- Miller, T. R., Spicer, R. S., Lestina, D. C., & Levy, D. T. (1999). **Is it safest to travel by bicycle, car, or big truck?** *Journal of Crash Prevention and Injury Control*, pp. 25–34.
- Miller, T., Langston, E., Lawrence, B., Becker, L., Snowden, C., Granger, C., Marwitz, J. (2006). **Rehabilitation Costs and Long-Term Consequences of Motor Vehicle Injuries**. Washington.
- Milliaris, A. C., Hitchcock, R., & Hedlund, J. (1982). **A Search for Priorities in Crash**. SAE International Congress and Exposition, SAE Paper No. 820242.
- Mongillo, M. (2011). **Choosing Basis Functions and Shape Parameters for Radial Basis Function Methods**. Society for Industrial and Applied Mathematics. Philadelphia, PA, USA.
- Montgomery, D. C. (1997). **Design and analysis of experiments**. New York, John Wiley & Sons.

Mori, T., Kudo, T., Kosaka, N., & Motojima, H. (2008). **THE STUDY OF THE FRONTAL COMPATIBILITY WITH CONSIDERATION OF INTERACTION AND STIFFNESS**. Japan.

Myers, R. H., Montgomery, D. C., and Andersson-Cook, C. M. (2008). **Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments (Third ed.)**. Hoboken, New Jersey, USA: Wiley.

Nahum, A. M., & Melvin, J. W. (2002). **Accidental Injury – Biomechanics and Prevention**. Springer.

National Highway Traffic Safety Administration. (2007). **FMVSS NO. 214 AMENDING SIDE IMPACT DYNAMIC TEST ADDING OBLIQUE POLE TEST - FINAL REGULATORY IMPACT ANALYSIS**. U.S. Department Of Transportation.

Neathery, R. F., & et al. (1975). **Prediction of Thoracic Injury from Dummy Responses**. Proceedings of the Nineteenth Stapp Car Crash Conference, pp. 295-316, SAE Paper No. 751151.

Nesbakken, A. (2011). **Evaluation of Modern Design Methods for use in Computer Experiments**. Master of Science in Physics and Mathematics Dissertation. Norwegian University of Science and Technology.

NHTSA. (2001). **Federal Motor Vehicle Safety Standards: Occupant crash protection**, FMVSS 571.208. Standard No. 208. National Highway Traffic Safety Administration.

NHTSA. (2005). **National Highway Traffic Safety Administration, “Federal Motor Vehicle Safety Standards: Roof Crush Resistance”**, *FMVSS 571.216. Standard No. 216*.

NHTSA. (2005). **Traffic safety facts, 2005 - National Highway Traffic Safety Administration - Report no. DOT HS-810-631**. Washington, DC.

NHTSA. (2007). U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION LABORATORY TEST PROCEDURE FOR **FMVSS 212 - Windshield Mounting, FMVSS 219 - Windshield Zone Intrusion and FMVSS 301 - Fuel System Integrity**.

NHTSA. (2011). **NASS Analysis in Support Of NHTSA’s Frontal Small Overlap Program**.

Nocedal, J. and Wright, S. J. 2006. **Numerical Optimization**. Second Edition. Springer Series in Operations Research, Springer Verlag.

Nyquist, G. W., Begman, P. C., King, A. I., & Mertz, H. J. (1980). **Correlation of Field Injuries and GM Hybrid III Dummy Responses for Lap-Shoulder Belt Restraint**. Journal of Biomechanical Engineering.

Otte, D. (2004). **Verkehrsunfälle von PKW Mit Überschlagfolge**, Studie der Medizinische Hochschule Hannover im Auftrage der Siemens Restraint Systems GmbH.z.

- Owen, A. B. (1992). **ORTHOGONAL ARRAYS FOR COMPUTER EXPERIMENTS, INTEGRATION AND VISUALIZATION**. Stanford University.
- Paine, M. and Griffiths, M. (2001). **Injury and deformation trends with offset crash tests**. Proceedings of the 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). Amsterdam, The Netherlands
- Plackett, R. L. and Burman, J. P. (1946). **The design of optimum multifactorial experiments**. Biometrika, 33(4):305–325.
- Planath-Skogsmo, I., & Nilsson, R. (1994). **Frontal Crash Tests – A Comparison of Methods**. SAE No. 94228, pp. 345-353.
- Prasad, P., & Mertz, H. J. (1985). **The Position of the United States Delegates to the ISO Working Group 6 on the Use of HIC in the Automotive Environment**. Society of Automobile Engineers, Warrendale, PA.
- Ramos, J. (2011). **The UNECE World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP.29)**. Geneva: UNECE TRANSPORT DIVISION.
- Rangarajan, N., Shams, T., Artis, M., Huang, T., Haffner, M., Eppinger, R., & Maltese, M. (2000). **OBLIQUE AND SIDE IMPACT PERFORMANCE OF THE THOR DUMMY**.
- Rao, R. V. and Savsani, V. J. (2012). **Mechanical Design Optimization Using Advanced Optimization Techniques**. Springer Series in Advanced Manufacturing. Springer-Verlag London.
- Rao, S. S. (2009). **Engineering optimization: theory and practice**. John Wiley & Sons. 4th ed.
- Resta, G. (2013). **Crashworthiness Simulations and Tests Practice - Solutions for Crash and Safety**. São Paulo: Altair - Innovation Intelligency.
- Reuter, R. (2013). **Safety Companion**. Carhs.
- Rodrigues, J. M. (2013). **EVOLUÇÃO DA FROTA DE AUTOMÓVEIS E MOTOS NO BRASIL 2001 – 2012**. Rio de Janeiro.
- Roy, R. K. (1990). **A Primer on the Taguchi Method**. Society of Manufacturing Engineers.
- Roy, R. K. (2001). **Design of Experiments Using The Taguchi Approach: 16 Steps to Product and Process Improvement**. John Wiley & Sons, Inc.
- Ryberg, A-B., Bäckryd, R. D. and Nilsson, L. (2012). **Metamodel-Based Multidisciplinary Design Optimization for Automotive Applications**. Division of Solid Mechanics Linköping University Linköping.
- Sacks, J., Welch, W. J., Mitchell, T. J. and Wynn, H. P. (1989). **Design and Analysis of Computer Experiments**. Statistical Science.

SAE J2114. (1999). **Dolly Rollover Recommended Test Procedure**. Surface Vehicle Recommended Practice J2114 - Society of Automotive Engineers.

Santos, K. R. M. (2014). **Técnicas de amostragem inteligente em simulação de Monte Carlo**. Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

Schmitt, K.-U., Niederer, P. F., Muser, M. H., & Walz, F. (2010). **Trauma Biomechanics - Accidental Injury in Traffic and Sports**. Berlin: Springer.

Sherwood, C.P., Marshall, R. and Crandall, J.R. (2007). **The Development of an Injury Cost Function for Child Passenger Safety**, University of Virginia, U.S.A., Paper Number 07-0127.

Sherwood, C. P., Nolan, J. M., & Zubay, D. S. (2009). **CHARACTERISTICS OF SMALL OVERLAP CRASHES**. In Proceedings of the Twenty-First International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration.

Silva, C. T. (2005). **Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos usando Algoritmos Genéticos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Paraná.

Silva, E. C. N. (2012). **Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos – PMR5215 – Apostila**. Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos. Escola Politécnica da USP.

Silva, F. S. (2003). **Designação de Tarefas em Aplicações de Multiprocessadores de Processamento Digital de Sinal utilizando Algoritmos Genéticos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Produção – Universidade Federal de São Carlos.

Silva, M. (2004). **Curso de Biomecânica do Movimento (BM332)**. Engenharia Biomédica, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa.

Simpson, T. W., Peplinski, J., Koch, P. N., Allen, J. K. (1997). **On the Use of Statistics in Design and the Implications for Deterministic Computer Experiments**. Design Theory and Methodology - DTM'97, Sacramento, CA, ASME, DETC97/DTM-3881.

Singh, N. K., Cadoni, E., Singa, M. K., Gupta, N. K. (2011). **Dynamic tensile behavior of multi phase high yield strength steel**. Materials and Design 32, 5091-5098.

Sperle, J-O., and Olsson, K. (1996). **High Strength and Ultra High Strength Steels for Weight Reduction in Structural and Safety Related Applications**. 29th International Symposium on Automotive Technology & Automation (ISATA), Florens.

Spethmann, P., Thomke, S. H., & Herstatt, C. (2006). **The Impact of Crash Simulation on Productivity and Problem-Solving in Automotive R&D**.

Stander, N. and Roux, W. (2012). **LS-OPT TRAINING CLASS. OPTIMIZATION AND ROBUST DESIGN – Tutorial Problems.** LS-OPT Version 4.2. Livermore Software Technology Corporation.

Stufken, J. (2011). **A Short Overview of Orthogonal Arrays.** Department of Statistics. University of Georgia. Isaac Newton Institute.

Tabassum, M. and Mathew, K. (2014). **A Genetic Algorithm Analysis towards Optimization solutions.** International Journal of Digital Information and Wireless Communications. The Society of Digital Information and Wireless Communications.

Tang, B. (1993). **Orthogonal Array-Based Latin Hypercubes.** Journal of the American Statistical Association.

Ticona, W. G. C. e Delbém, A. C. B. (2008). **Algoritmos Evolutivos para Otimização Multi-Objetivo.** SCE5876 - Algoritmos de Estimação de Distribuição e Aplicações. São Carlos.

UNECE. (2013). Acesso em 21 de Novembro de 2013, disponível em United Nations Economic Commission for Europe: <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html>

Untaroiu, C., & Lu, Y.-C. (2011). **A Simulation-Based Calibration and Sensitivity Analysis of a Finite Element Model of THOR Head-Neck Complex.**

Versace, J. (1971). **A Review of the Severity Index.** Proceedings of the Fifteenth Stapp Car Crash Conference SAE Paper No. 710881.

Virgil, P., & Horia, B. (2012). **STUDY OF VEHICLE ADAPTIVE STRUCTURES FOR FRONTAL COLLISIONS.** ANNALS of the ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XI (XXI), pp. 1.21-1.31.

Waiselfisz, J. J. (2013). **MAPA DA VIOLÊNCIA 2013: Acidentes de Trânsito e Motocicletas.** Rio de Janeiro.

Winterhagen, J. (2009). **ATZ extra - Das InCar-Projekt von ThyssenKrupp.**

Witteman, W. (2005). **ADAPTIVE FRONTAL STRUCTURE DESIGN TO ACHIEVE OPTIMAL DECELERATION PULSES.** Technische Universiteit Eindhoven, Mechanics of Materials/Vehicle Safety. The Netherlands.

Witteman, W. J. (1999). **Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations.** Doctoral dissertation, Eindhoven University of Technology.

World Health Organisation. (Março de 2013). Acesso em 09 de Novembro de 2013, disponível em Road Traffic Injuries Fact Sheet N. 358: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/>

World Health Organization. (2013). **Global status report on road safety 2013: supporting a decade of action.** Geneva: WHO Press.

Yaguchi, M., Ono, K., Masuda, M., Watamori, T., Seshita, T., & Hibino, T. (2009). **COMPARISON OF DYNAMIC RESPONSES OF THE THOR-NT AND HYBRID III IN OFFSET FRONTAL CRASH TEST.** Proceedings of the 21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). Stuttgart, Germany.

Yeşilyurt S., Patera A.T. (1993). **Surrogates for numerical simulations; optimization of eddy-promoter heat exchangers.** Institute for Computer Applications in Science and Engineering. NASA Langley Research Center. Hampton, Virginia.

Zhao, L., Choi, K. K., and Lee, I. (2010). **A Metamodeling Method Using Dynamic Kriging and Sequential Sampling.** 13th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis Optimization Conference. Fort Worth. Texas.

APÊNDICE A

A curva típica de desaceleração e velocidade no tempo, Figura 221 e Figura 222 respectivamente, para um veículo de tamanho médio, durante impacto contra barreira rígida fixa a 48 km/h (30 mph). A curva da velocidade é obtida integrando-se a curva da desaceleração.

Figura 221 - Curva típica de desaceleração longitudinal do veículo medida no rocker/coluna B (modificado de Du Bois et al., 2004).

Figura 222 - Curva típica da velocidade longitudinal (modificado de Du Bois et al., 2004).

Integrando a curva da velocidade em função do tempo (V_v vs. T) obtém-se a curva do deslocamento do veículo no tempo (D_v vs. T), ou seja, o deslocamento longitudinal do veículo, Figura 223. A distância de parada do veículo ocorre no deslocamento máximo, que se refere ao comprimento dinâmico de esmagamento do veículo, X_v , Figura 224.

Figura 223 - Deslocamento longitudinal do veículo (modificado de Du Bois et al., 2004).

Figura 224 - Desaceleração do veículo em função do deslocamento (modificado de Du Bois et al., 2004).

Assumindo que as forças de atrito são desprezíveis, a área sob a curva de desaceleração vs. deslocamento (G_v vs. D_v) é igual à energia cinética inicial.

$$\frac{1}{2}mv^2 = \int_0^{V_x} mG_x dx \quad (A.1)$$

Como visto na Figura 224, a curva de desaceleração versus deslocamento pode ser circunscrita por uma “onda quadrada ou pulso retangular” cuja altura e largura são o pico de desaceleração e o máximo esmagamento dinâmico, respectivamente. Isto pode então ser usado para determinar a eficiência de um pulso de impacto e demonstrar o conceito de uma “onda quadrada equivalente”.

A utilização eficiente do espaço disponível na estrutura dianteira do veículo, o que depende da eficiência da forma da onda do pulso, é de extrema relevância.

$$\eta = \frac{\text{Área sobre a curva de desaceleração vs. deslocamento}}{\text{Área circunscrita pela onda quadrada ou pulso retangular}} \quad (A.2)$$

$$\eta = \frac{\frac{1}{2}mv^2}{mX_v A_p} \quad (A.3)$$

A “onda quadrada” é um pulso idealizado que é usado em muitas análises relacionadas com a colisão. O conceito para determinar seu pulso retangular equivalente de nível constante g de qualquer pulso de forma arbitrária é uma onda quadrada equivalente, do inglês “*Equivalent Square Wave – ESW*”. Para obter uma ESW, uma força média F_{avg} agindo sobre o veículo proveniente da barreira, é calculado pela seguinte expressão:

$$F_{avg} = \frac{1}{2} \frac{mv^2}{X_v} \quad (A.4)$$

Uma ESW expressa em termos de g é calculada dividindo F_{avg} pelo peso do veículo que é mg , assim:

$$ESW = \frac{F_{avg}}{mg} = \frac{1}{2g} \frac{v^2}{X_v} \quad (A.5)$$

Assim, uma ESW pode ser determinada para se conhecer a velocidade inicial e o máximo esmagamento do veículo, sendo que ambos são parâmetros de projeto para o veículo e os sistemas de retenção (Du Bois et al., 2004).

APÊNDICE B

Para analisar e comparar as diferenças na cinemática de um ocupante decorrente da desaceleração do veículo durante um impacto quando o veículo possui ou não sistema de retenção, será discutido o histórico da velocidade em função do tempo. Figura 225 mostra a velocidade do ocupante e do veículo em relação ao solo plotadas em função do tempo. Analisando esta figura verifica-se que:

- As acelerações do ocupante e do veículo estão diretamente relacionadas com o declive da curva em qualquer instante t ;
- A diferença, em qualquer instante de tempo, entre as curvas do ocupante e do veículo representam a velocidade relativa (D_v) entre eles;
- O deslocamento do ocupante e do veículo sobre o solo é representado pela área sob suas respectivas curvas, e o deslocamento relativo do ocupante em relação ao veículo é a área entre as curvas.

Figura 225 - Histórico das velocidades do ocupante e do veículo (modificado de Du Bois et al., 2004).

A seguir será discutido o deslocamento relativo do ocupante considerando três casos distintos de desaceleração do veículo:

- Frenagem normal;
- Impacto contra barreira e ocupante sem sistema de retenção;
- Impacto contra barreira e ocupante com sistema de retenção.

É razoável assumir que um carro em frenagem normal apresente uma taxa de desaceleração de 0,7 g. Isto significa que a força de frenagem faz com que a velocidade do veículo reduza em 6,86 m/s a cada segundo. Nesta taxa, um veículo a 48 km/h (30 mph ou 13,33 m/s) irá parar em 1,94 s e terá se deslocado 12,94 m (área sob a curva). Para um ocupante sem sistema de retenção, as forças que atuam sobre ele serão aplicadas instantaneamente pelo assento e assoalho e sua velocidade será reduzida da mesma forma que o veículo. Todavia, se estas mesmas forças (0,7 g) forem aplicadas sobre o ocupante, mas com um atraso de 0,01 s o deslocamento do ocupante no interior do veículo em relação ao solo será de 13,08 m (área sob a curva da velocidade do ocupante). Sendo assim, o ocupante terá um percurso de 0,14 m no interior do veículo, ver Figura 226.

Figura 226 - Diagrama velocidade vs. tempo para frenagem (modificado de Du Bois et al., 2004).

Considerando um impacto veicular contra barreira a 48 km/h (30 mph) e com ocupante **sem sistema de retenção** e, assumindo-se que o esmagamento da parte frontal durante o impacto seja de 0,6096 m (área sob a curva) o tempo para o esmagamento máximo será de 0,091 s, ver Figura 227. De acordo com a primeira lei do movimento o ocupante sem sistema de retenção continuará a se mover até entrar em contato com o interior do veículo. Se a distância entre o ocupante e o painel é de 0,6096 m o ocupante só atingirá o painel após o veicular parar, sendo que o ocupante terá se deslocado duas vezes 0,6096 m com relação ao solo. Se o painel

permitir uma deflexão de 0,0762 m o ocupante parará após 11 ms, o que resulta em uma desaceleração de 123,6 g. Dependendo da rigidez do painel, no caso do ocupante dianteiro, ou do sistema de direção, no caso do motorista, as desacelerações que o corpo humano sentirá poderão ocasionar alguma lesão de maior ou menor severidade.

Figura 227 - Diagrama velocidade vs. tempo do impacto do veículo com ocupante sem sistema de retenção (modificado de Du Bois et al., 2004).

Considere um impacto veicular contra barreira a 48 km/h (30 mph) e com ocupante **com sistema de retenção**. O sistema de retenção do ocupante não aplica as forças de restrição imediatamente e assume-se um tempo efetivo de resposta de 0,030 s. Neste período, o ocupante permanece com a velocidade inicial constante de 48 km/h e viajará no interior do veículo 0,4 m, ver Figura 228. Caso o ocupante venha a parar no mesmo tempo que o veículo, a força de retenção tem de ser aplicada para desacelerar o ocupante em 22,7 g nos próximos 0,061 s. Durante este período o ocupante se moverá mais 0,133 m no interior do veículo. O deslocamento total do ocupante em relação ao solo é de 0,8096 m, sendo composto por 0,6096 m de esmagamento do veículo e 0,2 m de movimento relativo no interior do veículo.

Figura 228 - Diagrama velocidade vs. tempo do impacto do veículo com ocupante com sistema de retenção, modificado de Du Bois et al., 2004.

Neste caso, o tempo necessário para reduzir a velocidade do ocupante à zero é 6 vezes maior se comparado com o caso do ocupante sem sistema de retenção (0,061s vs. 0,011s). A desaceleração para um ocupante com sistema de retenção é 22,7 g enquanto que para sem sistema de retenção é 123,6 g. A partir da segunda lei de Newton, a magnitude das forças aplicadas sobre o ocupante restrito será reduzida em **um sexto** comparado com as forças sobre o ocupante sem restrição (22,7 g vs. 123,6 g). Assim os benefícios do sistema de retenção podem ser notados.

A característica fundamental no projeto da estrutura frontal de um veículo é que seu esmagamento seja compatível com as características do sistema de retenção, mostrado anteriormente. Assim temos 3 parâmetros que devem ser considerados:

- Comprimento do esmagamento dinâmico do veículo (d_v);
- Curso total de deslocamento do ocupante ou distância de parada em relação ao solo (d_p);
- Desaceleração do ocupante (a_p).

A condição de compatibilidade requer:

$$\delta_v + \delta_{p/v} > \delta_p \quad (\text{B.1})$$

Onde $\delta_{p/v}$ é o deslocamento do ocupante em relação ao compartimento interno, e não deve exceder o espaço interior disponível para evitar impactos secundários com os componentes do interior do veículo.

Como visto anteriormente, Figura 17, os eventos que envolvem colisões veiculares frontais englobam 66,9% dos casos de impacto. Para estes casos o deslocamento total do ocupante pode ser estabelecido usando um simples modelo ideal que descreve o desempenho do sistema de retenção, que é uma função das características do sistema que são especificadas em conformidade com os critérios de lesão definidos. No modelo idealizado, a cinemática do ocupante é caracterizada por três parâmetros considerando a desaceleração no tórax do ocupante, Figura 229:

- Tempo para efetividade do sistema de retenção (t_e);
- Taxa de desaceleração (α);
- Máxima desaceleração (A_p).

Figura 229 - Modelo Idealizado, modificado de Du Bois et al., 2004.

A distância total percorrida pelo ocupante em relação ao solo é a soma das distâncias percorrida pelo ocupante na fase de velocidade constante, na fase pré-desaceleração constante

e na fase de desaceleração constante. Esta distância pode ser expressa em termos de t_e , α , e A_p por:

$$\delta_p = 12V_0[t_e + A_p/2\alpha] + 12V_0^2/64.4A_p - 16.10A_p^3/\alpha^2 \quad (B.2)$$

nesta equação as unidades são: δ_p [in], V_0 [ft/sec], t_e [sec], A_p [g's], α [g/s].

Se considerarmos que o espaço interno disponível no compartimento do ocupante é D , então deseja-se que:

$$\delta_{p/v} < D \quad (B.3)$$

ou:

$$\delta_v > \delta_p - D \quad (B.4)$$

Com este entendimento, um equilíbrio pode ser feito entre o esmagamento do veículo e o tempo eficaz t_e para várias velocidades de impacto, otimizando os parâmetros do sistema de retenção para que todo o espaço interno disponível possa ser utilizado. E variações no tempo de eficácia t_e permitem à análise dos potenciais benefícios do acionamento antecipado do sistema passivo de retenção.

Figura 230 - Movimento dos ocupantes em caso de impacto contra barreira (modificado de Du Bois et al., 2004).

Como no caso de uma colisão frontal uma das regiões do corpo humano mais afetado é o tórax, devido a sua interação com cinto de segurança, descreve-se a seguir o modelo analítico aproximado para definição do sistema de retenção.

No modelo denominado tri linear de desaceleração do tórax, a resposta do passageiro em um impacto frontal contra barreira rígida é idealizada dividindo-se o tempo necessário para desacelerar o ocupante da velocidade inicial do impacto V_0 até parar em três intervalos, Figura 231.

Figura 231 - Modelo de ocupante com cinto tri linear, modificado de Du Bois et al., 2004.

No primeiro intervalo, $0 < t < t_e$, assume-se que a velocidade de ocupante é constante, sendo que o ocupante se move livremente devido a folga no cinto de segurança.

O ocupante continua a se mover à velocidade inicial do veículo até o tempo t_e . No instante $t = t_e$, o sistema de retenção se torna eficaz, sendo referido como tempo eficaz ou de eficácia do cinto de segurança (ou sistema de retenção).

Quando $t_e < t < t_2$, as folgas do cinto desaparecem. O ocupante começa a interagir com o sistema de retenção a certa velocidade relativa, posteriormente começa a desacelerar devido às cargas introduzidas pelo cinto de segurança até um máximo de desaceleração no peito. Neste intervalo de tempo o movimento do ocupante é assumido como sendo de uma taxa de desaceleração constante.

No terceiro intervalo, $t_2 < t < t_3$, a velocidade do ocupante continua a ser reduzida até que desaparece. O deslocamento máximo do peito é atingido no instante t_p .

As equações que descrevem uma resposta idealizada são descritas abaixo, com V_0 = velocidade inicial do ocupante (também do veículo), A_p = desaceleração máxima do peito do ocupante, $\dot{\alpha}$ = taxa de desaceleração do ocupante.

Para $t < t_l$, o deslocamento do ocupante δ_{p1} é:

$$\delta_{p1} = V_0 \cdot t_e \quad (\text{B.5})$$

sendo t_l é igual ao tempo de em que o cinto se torna efetivo t_e .

No segundo intervalo de tempo, $t_e < t < t_2$, t_0 é determinado por:

$$t_0 = t_2 - t_e = \frac{A_p}{\dot{\alpha}} \quad \text{para } V_2 > 0 \quad (\text{B.6})$$

A mudança na velocidade do ocupante ΔV será:

$$\Delta V = V_0 - V_2 = \frac{1}{2} \dot{\alpha} t_0^2 \quad \text{para } V_2 > 0 \quad (\text{B.7})$$

No terceiro intervalo, $t_2 < t < t_3$; se $V_2 > 0$, o que implica que ocupante ainda se encontra em movimento, o tempo necessário para o ocupante alcançar a velocidade final de $V_3 = 0$ com desaceleração constante A_p é:

$$t_c = t_3 - t_2 = \frac{V_2}{A_p} \quad \text{para } V_2 > 0 \quad (\text{B.8})$$

A distância percorrida pelo ocupante durante este período, δ_{p3} , pode ser determinada a partir da seguinte expressão:

$$\delta_{p3} = \frac{1}{2} V_2 t_c \quad (\text{B.9})$$

ou

$$\delta_{p3} = \frac{1}{2A_p} \left(V_0 - \frac{1}{2} \frac{A_p^2}{\dot{\alpha}} \right)^2 \quad (\text{B.10})$$

Considerando um veículo com velocidade de colisão V_0 e desaceleração máxima do peito A_p , o deslocamento do peito requerido, do inglês “*Required Chest Displacement – (RCD)*”, em relação ao solo e o tempo total, t_p , para o ocupante atingir velocidade zero podem ser obtidos a partir da equação pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$RCD = \delta_{p1} + \delta_{p2} + \delta_{p3} \quad (B.11)$$

e

$$t_p = t_e + t_0 + t_c \quad (B.12)$$

Assim, RCD e t_p podem ser definidos por dois parâmetros do sistema de retenção, o tempo de eficácia t_e e a taxa α para uma dada desaceleração máxima do peito.

Um requisito fundamental para o projeto da estrutura frontal do veículo é que as suas características de esmagamento sejam compatíveis com as características do sistema de retenção, Du Bois et al., 2004. Sendo δ_v o comprimento de esmagamento dinâmico do veículo e $\delta_{p/v}$ o deslocamento do ocupante com cinto de segurança de segurança em relação ao compartimento do veículo. A compatibilidade pode ser expressa matematicamente como:

$$\delta_v + \delta_{p/v} = RCD \quad (B.13)$$

Para evitar o chamado impacto secundário, $\delta_{p/v}$ não deve exceder a distância disponível no interior do veículo.

Assumindo-se um modelo de desaceleração constante para a resposta do veículo durante o esmagamento, neste caso $A_v = \text{constante} = ESW$ (“*Equivalent Square Wave – ESW*”). A velocidade do veículo e o esmagamento em função do tempo são:

$$V(t) = V_0 - A_v t \quad (B.14)$$

$$X_v = V_0 t - \frac{1}{2} A_v t^2 \quad (B.15)$$

O momento em que o veículo para, T_v , e o máximo esmagamento dinâmico, δ_v , podem ser obtidos por:

$$T_v = V_0/A_v \quad (\text{B.16})$$

$$\delta_v = \frac{1}{2} V_0 T_v \quad (\text{B.17})$$

O sistema de retenção e o acondicionamento dos ocupantes podem prover proteção adicional e reduzir lesões graves e fatalidades. Projetos veiculares são desenvolvidos com intuito de manter a integridade do compartimento dos ocupantes protegendo os passageiros, sendo que o pulso de desaceleração decorrente de um impacto deve ser reduzido de forma controlada para níveis abaixo dos limites toleráveis pelo corpo humano.

Um projeto automotivo inovador tem de lidar com os seguintes problemas de resistência ao impacto (Witteman, 2005):

1. Posição do impacto: no caso de um acidente com sobreposição completa (ambas as longarinas e motor são solicitados), como no caso de um impacto com sobreposição parcial ou impacto oblíquo (em impacto com sobreposição de 40% somente uma longarina é solicitada) uma quantidade similar de energia deve ser absorvida pela estrutura frontal;
2. Velocidade do impacto: com um comprimento de deformação reduzido, muito mais energia deve ser absorvida em velocidades mais altas (resultando na redução de lesões fatais) e um menor nível de lesão será obtido para velocidades menores;
3. Pulso do impacto: um pulso de desaceleração deve ser obtido de forma ótima (menor nível de lesões) para uma relativa velocidade de colisão e um dado conjunto de parâmetros de restrição do manequim;
4. Compatibilidade do impacto: a rigidez estrutural também deve ser otimizada conforme a massa e a rigidez do objeto atingido.

APÊNDICE C

DADOS DE ACIDENTES DE TRÂNSITO NO BRASIL E MUNDO

A frota brasileira de veículos vem crescendo ano após ano a uma taxa de aproximadamente 7,98%, sendo que em 12 anos a frota nacional de veículos passou de 31,9 milhões para 80,2 milhões (setembro de 2013), salto de 151% no período, ver Tabela 83.

Tabela 83 - Frota Nacional de Veículos – 2001 e setembro 2013.

Frota Nacional de Veículos - Brasil				
TIPO	Dez/2001	%	Set/2013	%
Automóvel	21.236.011	66,54	44.722.193	55,78
Camioneta	2.897.695	9,08	2.450.805	3,06
Utilitário	3.389	0,01	461.158	0,58
Caminhão	1.456.464	4,56	2.461.762	3,07
Caminhão Trator	193.994	0,61	528.223	0,66
Caminhonete	421.243	1,32	5.608.357	6,99
Ônibus	274.081	0,86	538.959	0,67
Micro-ônibus	140.135	0,44	334.801	0,42
Motocicleta / Motoneta /
Ciclomotor / Triciclo / Quadriciclo	4.611.301	14,45	21.210.904	26,45
Trator	9.439	0,03	28.406	0,03
Reboque e Semirreboque	653.221	2,05	1.813.026	2,26
Outros	16.030	0,05	20.774	0,03
TOTAL	31.913.003	100	80.179.368	100

Fonte: DENATRAN, RENAVAM, 2001 e setembro 2013.

Pode-se notar que a quantidade de motocicletas / motonetas / ciclomotores / triciclos / quadriciclos em relação ao total da frota de veículos cresceu significativamente neste período, passando de 14,45% do total de veículos em 2001 para 26,45% em setembro de 2013, já a quantidade de automóveis em relação à frota total de veículos teve redução de 66,54% para 55,78% em setembro de 2013. Na Figura 232 pode ser vista esta mudança no perfil dos veículos no mercado nacional.

Figura 232 - Evolução da frota de veículos no Brasil por tipo de 2001 a 2013. Fonte: DENATRAN, RENAVAL, 2001 a setembro 2013.

Rodrigues em 2013 elaborou um relatório sobre a evolução da frota de veículos de 2001 a 2012 no Brasil. Neste estudo ele calculou a taxa de motorização para cada município do Brasil entre 2001 e 2012. A partir dos mapas da Figura 233, ele mostra as importantes mudanças ocorridas em termos de motorização do Brasil entre 2001 e 2012. As manchas mais escuras do mapa indicam territórios mais motorizados. De acordo com Rodrigues, na macroescala do país, nota-se que há o que poderíamos chamar de uma “interiorização” da frota, partindo das regiões mais urbanizadas do sul e sudeste em direção a outras regiões do país. Além disso, grande parte dessas regiões “escurecem”, evidenciando que esses lugares se tornaram ainda mais motorizados.

Figura 233 - Taxa de motorização dos municípios brasileiros 2007 - 2012 (modificado de Rodrigues, 2013).

A mancha mais escura na escala de cores representa os municípios onde a taxa de motorização é superior a 50 automóveis para cada 100 habitantes. De acordo com Rodrigues, 2013 o número de municípios nessa faixa passou de apenas um, em 2001, para 27, em 2012. Por outro lado, o número de municípios com taxa de motorização de até 5 auto/100hab passou de 2652, em 2001, para 1476, em 2012. Estes, que antes representavam 47,7% de todos os municípios, passaram a representar, em 2012, 26,5%. Houve também uma forte diminuição no número de municípios com taxa de motorização entre 5 e 15 autos/100hab. Em 2001, 33,5% dos municípios estavam nessa faixa. Em 2012 esse percentual passou a 23,9%.

Mesmo que a frota de veículos no Brasil tenha avançado enormemente na última década, não se justifica o enorme crescimento da quantidade de mortes e vítimas do trânsito.

Conforme dados do site Ranking Mundial de Saúde, do inglês “*World Health Rankings*, <http://www.worldlifeexpectancy.com>”, acessado em 26 de outubro de 2013, a taxa de mortalidade para cada grupo de 100.000 habitantes decorrente de acidentes de trânsito no Brasil é de 22,11. A Figura 234 mostra a taxa de mortalidade no mundo para cada grupo de 100.000 habitantes devido a acidentes de trânsito.

Figura 234 - Taxa de mortalidade no mundo para 100.000 habitantes devido a acidentes de trânsito (modificado de World Health Rankings – <http://www.worldlifeexpectancy.com>).

Mundialmente, acidentes de trânsito são responsáveis pela morte de mais 1,2 milhão de pessoas por ano, sendo a 10ª causa de morte, e o álcool é a principal causa dos acidentes de trânsito de acordo com relatório da Organização Mundial da Saúde de 2011.

Também de acordo com o relatório nº 328 de março de 2013 da Organização Mundial da Saúde, “*World Health Organisation*”, 2013, os principais fatos que se referem a acidentes de trânsito são:

- Aproximadamente 1,24 milhão de pessoas morrem por ano no mundo decorrente de acidentes de trânsito;
- Os acidentes de trânsito são a principal causa de morte entre os jovens com idades entre 15 – 29 anos;
- 91% das mortes no mundo nas estradas ocorrem em países de baixa e média renda, ainda que estes países tenham cerca de metade dos veículos do mundo;
- Metade das pessoas que morrem nas estradas mundiais são os chamados “usuários vulneráveis das estradas”, que são: pedestres, ciclistas e motociclistas;
- Sem ação, estima-se que os acidentes de trânsito causarão a morte de cerca de 1,9 milhão de pessoas por ano até 2020;
- Apenas 28 países, representando 416 milhões de pessoas (7% da população mundial), têm leis adequadas que atendem todos os cinco fatores de risco (velocidade, álcool ao volante, capacetes, cintos de segurança e sistemas de retenção de crianças).

Todos os anos entre 20 a 50 milhões de pessoas sofrem lesões não fatais em acidentes de trânsito, como resultado destas lesões se tem a perda de habilidade ou deficiência. Estes acidentes de trânsito provocam consideráveis perdas econômicas para as vítimas, familiares e para os países. Estas perdas decorrem do custo do tratamento (incluindo reabilitação e investigação dos acidentes), bem como da redução ou perda de produtividade pelas pessoas lesionadas, e muitos membros da família precisam se afastar do trabalho para cuidar dos feridos.

A Tabela 84 mostra a posição do Brasil em relação ao mundo quando referenciamos a quantidade de mortes de trânsito. Esta taxa de mortalidade devido a acidentes de trânsito coloca o Brasil na posição de número 57 no ranque mundial, ranque composto por 192 países.

Tabela 84 – Taxa de mortalidade devido a acidentes de trânsito.

Ranque	País	Taxa*	Ranque	País	Taxa*	Ranque	País	Taxa*
1	Namíbia	53.4	21	Guiné Equatorial	34.2	41	Gana	28.1
2	Suazilândia	48.2	22	Djibouti	34.0	42	Botswana	26.6
3	Malawi	45.4	23	Jordânia	32.9	43	Mauritânia	26.1
4	Iraque	44.7	24	Camarões	32.6	44	Vietnã	26.0
5	Irã	43.8	25	El Salvador	31.8	45	Benin	25.9
6	Tailândia	42.9	26	Mongólia	31.6	46	Gabão	25.6
7	Congo	42.4	27	Guiné-Bissau	31.4	47	Líbia	25.4
8	África Central	39.7	28	Guiné	31.4	48	Afganistão	25.1
9	Sudão	39.2	29	Burkina Faso	31.4	49	Ruanda	24.2
10	Moçambique	38.2	30	Nauru	30.9	50	Bahrain	23.6
11	Zâmbia	37.9	31	Chade	30.9	51	Quirguistão	23.4
12	Etiópia	37.8	32	Serra Leoa	30.2	52	Catar	23.3
13	Lesoto	37.4	33	Emirados Árabes	29.9	53	Arábia Saudita	23.2
14	Iémen	37.3	34	Tanzânia	29.6	54	Indonésia	22.6
15	Belize	36.9	35	Burundi	29.5	55	Comoros	22.3
16	Angola	36.2	36	Guiana	29.0	56	Paraguai	22.2
17	Venezuela	35.8	37	Cote d'Ivoire	28.6	57	Brasil	22.1
18	Rep. Dominicana	34.8	38	Líbano	28.6	58	Laos	22.0
19	Uganda	34.7	39	Rep. do Congo	28.6	59	Suriname	21.9
20	Malásia	34.5	40	Quênia	28.2	60	Rússia	21.9

(*) Taxa de mortalidade para cada 100.000 habitantes

De acordo com os dados mais recentes da Organização Mundial da Saúde (OMS), do inglês “*World Health Organization (WHO)*”, publicados em abril de 2011 a quantidade de mortes devidas a acidentes de trânsito no Brasil alcançou 42.071 ou 4,32% do total de mortes. Se compararmos estes números com os de países desenvolvidos como, por exemplo, Alemanha, que possuem políticas de segurança de trânsito mais rígidas bem como banco de dados de acidentes veiculares que possibilitam tomadas de decisões baseada em dados estatísticos, podemos verificar que o Brasil tem muito a desenvolver e melhorar na área de educação e prevenção de acidentes de trânsito, ver Tabela 85.

Tabela 85 – Dados de acidentes de trânsito no Brasil e Alemanha, modificado de World Health Rankings – <http://www.worldlifeexpectancy.com>.

País	Mortes	%	Taxa	Ranque Mundial
Brasil	42.071	4.32	22.11	57
Alemanha	5.090	0.80	5.72	170

Também de acordo com dados da Organização Mundial da Saúde, esta quantidade de mortes representa à 8ª causa de morte no Brasil, Tabela 86.

Tabela 86 - Total de mortes no Brasil por diferentes causas, modificado de World Health Rankings – <http://www.worldlifeexpectancy.com>.

	Mortes	%
1. Doenças Cardíacas	133.992	13.76
2. Golpe (Stroke)	123.034	12.63
3. Diabetes Mellitus	61.987	6.36
4. Influenza e Pneumonia	60.951	6.26
5. Violência	56.841	5.84
6. Hipertensão	53.466	5.49
7. Doença Pulmonar	43.373	4.45
8. Acidentes de trânsito	42.071	4.32
9. Cânceres de Pulmão	22.747	2.34
10. Doença Hepática	22.731	2.33

Em 2010, a Assembleia Geral das Nações Unidas adotou a resolução 64/2551, que proclamou a Década de Ação para Segurança Viária. A meta da Década (2011 – 2020) é estabilizar e reduzir a tendência de aumento das mortes de trânsito, poupando cerca de 5 milhões de vidas ao longo do período conforme Figura 235.

Figura 235 - Objetivo da Década de Ação para Segurança Viária (modificado de World Health Organization, 2013).

Metade das mortes de trânsito do mundo ocorre entre os motociclistas (23%), pedestres (22%) e ciclistas (5%), ou seja, os chamados “usuários vulneráveis das estradas”, com 31% das mortes entre ocupantes de automóveis e os restantes 19% entre os usuários não especificados das estradas, World Health Organization, 2013.

No entanto, esta análise global esconde diferenças significativas considerando quem tem maior risco por renda do país e por região da OMS. Na maioria dos países de baixa e média renda, uma proporção muito maior de usuários das estradas são pedestres, ciclistas e usuários de veículos de duas ou três rodas do que nos países de alta renda. Em grande parte da região africana, por exemplo, caminhar e andar de bicicleta são importantes formas de mobilidade para uma grande parcela da população, enquanto em muitos países do sudeste asiático e pacífico ocidental, as motocicletas são usadas frequentemente, porque elas são relativamente acessíveis para compra e usar. Estas diferenças refletem nas fatalidades do tráfego viário. Por exemplo, 38% de todas as mortes de trânsito africanas ocorrem entre os pedestres, enquanto que 36% das mortes no trânsito nas estradas da região do pacífico ocidental são de motociclistas, Figura 236.

Figura 236 - Mortes de trânsito por tipo de usuário por região da OMS (modificado de World Health Organization, 2013).

A taxa de mortalidade anual global do tráfego rodoviário é de 18 por 100.000 habitantes. No entanto, os países de renda média têm as mais altas taxas de fatalidade de trânsito anuais de 20,1 por 100.000 habitantes, enquanto a taxa dos países de alta renda é mais baixa, de 8,7 por 100.000 habitantes, ver Figura 237.

Figura 237 - As taxas de mortalidade no trânsito por 100 000 habitantes pela categoria de renda do país (modificado de World Health Organization, 2013).

Oitenta por cento das mortes de trânsito ocorrem em países de renda média, que respondem por 72% da população mundial, mas apenas 52% dos veículos registrados no mundo. Isso indica que esses países têm uma elevada desproporcionalidade de mortes no trânsito em relação ao seu nível de motorização, ver Figura 238.

Figura 238 - População, mortes de trânsito e veículos motorizados registrados, pela categoria de renda do país (modificado de World Health Organization, 2013).

No Brasil entre 1980 e 2011, foram registrados perto de um milhão de óbitos nos diversos tipos de acidentes de trânsito acontecidos, como pode ser visto na

Tabela 87 do relatório realizado por Waiselfisz em 2013, intitulado Mapa da Violência 2013 – Acidentes de Trânsito e Motocicletas. O Sistema de Informações de Mortalidade do Ministério da Saúde (SIM/MS) contabilizou, nesse período, exatas 980.838 mortes em acidentes nas vias públicas.

Tabela 87 - Número e taxas de óbito (por 100mil) em acidentes de trânsito. Brasil. 1980/2011.

Fonte: Waiselfisz, 2013.

Ano	Número	Taxas	Ano	Número	Taxas	Ano	Número	Taxas
1980	20.203	17,0	1991	28.328	19,3	2002	32.753	18,8
1981	19.487	16,1	1992	27.122	18,2	2003	33.139	18,7
1982	21.128	17,1	1993	27.790	18,3	2004	35.105	19,6
1983	20.536	16,2	1994	29.445	19,2	2005	35.994	19,5
1984	22.404	17,4	1995	33.047	21,2	2006	36.367	19,5
1985	24.840	18,9	1996	35.281	22,5	2007	37.407	19,8

1986	30.070	22,4	1997	35.620	22,3	2008	38.273	20,2
1987	28.048	20,5	1998	30.890	19,1	2009	37.594	19,8
1988	28.426	20,4	1999	29.569	18,0	2010	40.989	21,5
1989	29.255	20,6	2000	28.995	17,1	2011	43.256	22,5
1990	28.953	20,1	2001	30.524	17,7			

A partir de 1993 até 1997 foram registrados grandes aumentos no número de mortes. Mas com o novo Código de Trânsito decretado em setembro de 1997, mais rigoroso e devido a campanhas, se verifica uma queda na quantidade de mortes até 2000, ver Figura 239. Entretanto, a partir de 2000 se observa uma nova inflexão na curva, sendo que em 2005 a quantidade de mortes no trânsito retornou aos níveis de 1997, e os incrementos quantitativos de mortes continuam crescendo de forma contínua e sistemática.

Na Figura 240 é possível verificar a taxa de mortalidade para 100.000 habitantes decorrentes de acidentes de trânsito no Brasil para o período compreendido entre 1980 e 2011. Também verifica-se que desde 2000 a taxa de mortalidade vem crescendo.

Figura 239 - Número de mortes (em mil) em acidentes de trânsito. Brasil, 1980/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Figura 240 - Taxas (por 100 mil) de óbito em acidentes de trânsito. Brasil, 1980/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.

A partir de 1996, conforme estudo de Waiselfisz, 2013, a quantidade de pedestres que morreram em acidentes de trânsito caiu 52,1%, Tabela 88. Por outro lado, nas demais categorias o número de pessoas mortas aumentou assustadoramente. No período entre 1996 e 2011 a quantidade de ciclistas mortos cresceu 932,1%, enquanto que para as demais categorias de veículos automotores este crescimento foi menor, mas também significativo.

Tabela 88 - Óbitos em acidentes de trânsito segundo categoria. Brasil, 1996/2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Ano	Pedestre	Ciclista	Moto	Auto	Caminhão	Ônibus	Outros	Total
1996	24.643	620	1.421	7.188	771	129	508	35.281
1997	24.112	822	1.877	7.353	772	98	586	35.620
1998	20.314	717	1.894	6.628	630	186	521	30.890
1999	16.627	933	2.689	7.799	733	158	629	29.569
2000	13.643	1.238	3.910	8.262	1.042	199	701	28.995
2001	14.102	1.462	4.541	8.483	1.018	135	782	30.524
2002	14.341	1.788	5.440	9.069	1.116	195	805	32.753
2003	14.074	1.779	6.046	9.018	1.186	201	834	33.139
2004	13.966	1.908	6.961	9.875	1.356	291	749	35.105
2005	13.924	2.055	8.089	9.492	1.401	224	810	35.994
2006	12.956	2.130	9.191	9.754	1.341	300	696	36.367
2007	12.362	2.111	10.392	10.218	1.354	234	735	37.407
2008	12.157	2.072	11.471	10.420	1.264	230	660	38.273
2009	11.194	2.001	11.839	10.347	1.346	225	641	37.594
2010	11.946	1.909	13.452	11.405	1.404	190	682	40.989
2011	11.805	1.884	14.666	12.429	1.567	248	658	43.256
Total	242.167	25.430	113.880	147.740	18.299	3.244	10.996	561.756
Δ%	-52,1	203,9	932,1	72,9	103,2	92,2	29,5	22,6

Fonte: SIM/SVS/MS

A quantidade de mortes por 100.000 habitantes decorrentes de acidentes de trânsito no Brasil mostra uma mudança considerável nas categorias, enquanto a taxa de mortes de pedestres caiu acentuadamente, a taxa de motociclistas e automóveis vem crescendo, ver Tabela 89 e Figura 241.

Tabela 89 - Taxas de óbito (por 100 mil habitantes) por acidentes de trânsito por categoria. Brasil, 1996/2010. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Ano	Pedestre	Ciclista	Moto	Auto	Caminhão	Ônibus	Outros	Total
1996	15,7	0,4	0,9	4,6	0,5	0,1	0,3	22,5
1997	15,1	0,5	1,2	4,6	0,5	0,1	0,4	22,3
1998	12,6	0,4	1,2	4,1	0,4	0,1	0,3	19,1
1999	10,1	0,6	1,6	4,8	0,4	0,1	0,4	18,0
2000	8,0	0,7	2,3	4,9	0,6	0,1	0,4	17,1
2001	8,2	0,8	2,6	4,9	0,6	0,1	0,5	17,7
2002	8,2	1,0	3,1	5,2	0,6	0,1	0,5	18,8
2003	8,0	1,0	3,4	5,1	0,7	0,1	0,5	18,7
2004	7,8	1,1	3,9	5,5	0,8	0,2	0,4	19,6
2005	7,6	1,1	4,4	5,2	0,8	0,1	0,4	19,5
2006	6,9	1,1	4,9	5,2	0,7	0,2	0,4	19,5
2007	6,5	1,1	5,5	5,4	0,7	0,1	0,4	19,8
2008	6,4	1,1	6,0	5,5	0,7	0,1	0,3	20,2
2009	5,9	1,1	6,2	5,4	0,7	0,1	0,3	19,8
2010	6,3	1,0	7,1	6,0	0,7	0,1	0,4	21,5
2011	6,1	1,0	7,6	6,5	0,8	0,1	0,3	22,5
Δ%	-60,9	147,9	742,5	41,2	66,0	56,3	5,7	0,1

Fonte: SIM/SVS/MS

Figura 241 - Taxas de mortalidade por 100 mil habitantes por acidentes de trânsito por categoria. Brasil, 1996/2011 (modificado de Waiselfisz, 2013).

Grande parte das vítimas de acidentes que envolvem automóveis e motocicletas tem idade inferior aos 40 anos, ver Tabela 90. Além disto, ao analisarmos o perfil das vítimas de trânsito no Brasil em 2011 conforme relatório de Waiselfisz, verifica-se que a menor variação em relação à média da idade das vítimas é entre os motociclistas.

Tabela 90 - Média e desvio padrão das idades das vítimas de acidentes de trânsito por categoria no Brasil em 2011. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Categoria	Idade Média	Desvio Padrão
Pedestre	60,9	91,7
Ciclista	47,2	51,6
Motocicleta	32,3	18,5
Automóvel	39,3	33,8
Transporte de carga	40,9	31,6
Ônibus	43,1	19,5

Fonte: SIM/SVS/MS

Além das inúmeras vítimas fatais relatadas acima, os dados referentes à quantidade total de vítimas de acidentes de trânsito no Brasil também são extremamente relevantes, pois é possível avaliar os custos e consequências para a sociedade.

Os dados e informações apresentados a seguir também se referem ao excelente trabalho desenvolvido por Waiselfisz, a fonte de seu estudo sendo o Sistema de Informações Hospitalares do Ministério da Saúde (SIH/MS). Mas conforme o autor descreve existem algumas limitações derivadas da utilização do SIH que devem ser colocadas:

- Trata-se de internações hospitalares, restringindo-se as vítimas que demandam internação.
- O Sistema só registra as internações realizadas na rede pública ou conveniada com o SUS.
- Precariedades decorrentes de problemas no preenchimento das fichas de registro, que podem originar problemas metodológicos.
- Constata-se que os casos não tipificados caíram ao longo do tempo. De não ajustar os quantitativos, pode-se confundir a melhoria no registro com crescimento no número de internações.
- A queda dos casos não tipificados se verifica em poucos estados. De não ajustar os valores para essas Unidades, apareceriam com índices bem menores.

- Por esse motivo, realizou-se um ajuste nos dados, distribuindo proporcionalmente os não especificados de acordo com a proporcionalidade existente nos dados especificados.

A Tabela 91 mostra a evolução das internações hospitalares no SUS por acidentes de trânsito no período de 1998 a 2012. A Tabela 92 a taxa por 100 mil habitantes.

Tabela 91 - Número ajustado de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Ano	Pedestre	Ciclista	Motociclista	Automóvel	Transporte de Carga	Ônibus	Total
1998	54.394	12.887	18.975	20.134	2.062	536	108.988
1999	61.520	12.464	21.298	20.686	1.358	387	117.712
2000	63.867	12.244	22.287	19.567	1.315	306	119.585
2001	61.575	11.828	23.536	15.892	1.060	289	114.181
2002	55.870	12.265	26.590	16.097	851	333	112.007
2003	47.000	13.422	31.345	16.656	919	354	109.696
2004	47.884	12.116	33.270	18.203	814	233	112.520
2005	50.949	12.485	37.627	16.479	868	259	118.667
2006	49.706	13.106	41.982	14.664	1.083	436	120.977
2007	45.398	11.378	46.650	13.591	1.024	471	118.511
2008	32.007	8.553	43.638	9.955	637	373	95.162
2009	39.904	9.732	59.032	13.623	852	360	123.503
2010	42.611	10.119	75.924	15.894	1.129	390	146.066
2011	40.794	10.086	84.238	16.923	1.131	459	153.632
2012	43.821	9.581	88.438	16.069	1.030	458	159.152
Δ%	-19,4	-25,7	366,1	-20,2	-50,1	-14,5	108.988

Fonte: SIH/Tabnet/MS

Tabela 92 - Taxas por 100 mil habitantes ajustadas de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Ano	Pedestre	Ciclista	Motociclista	Automóvel	Transporte de Carga	Ônibus	Total
1998	33,6	8,0	11,7	12,4	1,3	0,3	67,4
1999	37,5	7,6	13,0	12,6	0,8	0,2	71,8
2000	37,6	7,2	13,1	11,5	0,8	0,2	70,4
2001	35,7	6,9	13,7	9,2	0,6	0,2	66,2
2002	32,0	7,0	15,2	9,2	0,5	0,2	64,1
2003	26,6	7,6	17,7	9,4	0,5	0,2	62
2004	26,7	6,8	18,6	10,2	0,5	0,1	62,8
2005	27,7	6,8	20,4	8,9	0,5	0,1	64,4
2006	26,6	7,0	22,5	7,9	0,6	0,2	64,8
2007	24,0	6,0	24,6	7,2	0,5	0,2	62,6
2008	16,9	4,5	23,0	5,2	0,3	0,2	50,2
2009	21,0	5,1	31,0	7,2	0,4	0,2	64,9
2010	22,3	5,3	39,8	8,3	0,6	0,2	76,6
2011	21,2	5,2	43,8	8,8	0,6	0,2	79,9
2012	22,6	4,9	45,6	8,3	0,5	0,2	82,2
Δ%	-32,8	-38	288,7	-33,4	-58,4	-28,7	22

Fonte: SIH/Tabnet/MS

Figura 242 - Taxas por 100 mil habitantes ajustadas de internações no SUS por acidentes de trânsito no Brasil entre 1998 e 2012. Modificado de Waiselfisz, 2013.

Para avaliação dos custos referentes aos acidentes de trânsito no Brasil, Waiselfisz utilizou dados do Sistema de Informações Hospitalares do Ministério da Saúde (SIH/MS), e dos estudos realizados pelo Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (IPEA) e da Associação Nacional de Transportes Públicos (ANTP).

Conforme o SIH/MS as 159.327 internações hospitalares por acidentes de trânsito pagas pelo SUS custaram um total de 210,8 milhões de reais (R\$ de 2011), a Tabela 93 discrimina os custos por categoria de acidentado.

Tabela 93 - Estrutura de custos das internações hospitalares por acidentes de trânsito no SUS no Brasil em 2012. Fonte: Waiselfisz, 2013.

Categoria	Custo R\$	%
Pedestre	54.882.873	26,0
Ciclista	9.036.625	4,3
Motociclista	102.071.861	48,4
Automóvel	25.907.141	12,3
Transporte de carga	1.515.367	0,7
Ônibus	551.273	0,3
Outros - Sem dados	16.785.344	8,0
TOTAL	210.750.485	100,0

Fonte: SIH/Tabnet/MS

Em maio de 2003 o IPEA publicou um estudo realizado em parceria com a ANTP denominado “Impacto Social e Econômico dos Acidentes de Trânsito nas Aglomerações Urbanas”. Conforme o estudo, os acidentes de trânsito, no ano de 2001, geraram custos da ordem de R\$3,6 bilhões, a preços de abril de 2003, para as 49 aglomerações. Caso considere-se o total da área urbana, estes custos chegam a R\$5,3 bilhões. Na Tabela 94 estão os componentes destes custos. Estes valores resultam somente dos acidentes ocorridos em área urbana. Pelo fato da pesquisa ter se restringido às aglomerações urbanas, os custos dos acidentes ocorridos em rodovias fora do perímetro urbano não estão incluídos, ainda que estes acidentes sejam os mais graves, embora menos numerosos, IPEA/ANTP, 2003.

Tabela 94 - Custos Anuais dos Acidentes de Trânsito nas Aglomerações Urbanas Brasileiras, por componente de custo.

Componentes de Custo	Custos	
	R\$ mil
(abril de 2003)	%
Perda de produção	1.537.300	42,8
Danos a veículos	1.035.046	28,8
Atendimento médico-hospitalar	476.020	13,3
Processos judiciais	131.083	3,7
Congestionamentos	113.062	3,1
Previdenciários	87.642	2,4
Resgate de vítimas	52.695	1,5
Reabilitação de vítimas	42.214	1,2
Remoção de Veículos	32.586	0,9
Danos a mobiliário urbano	22.026	0,6
Outro meio de transporte	20.467	0,6
Danos à sinalização de trânsito	16.363	0,5
Atendimento policial	12.961	0,4
Agentes de trânsito	6.125	0,2
Danos à propriedade de terceiros	3.029	0,1
Impacto familiar	2.105	0,1
Total	3.590.723	100

Fonte: IPEA

Em seu estudo Waiselfisz, indica que no ano de 2001 aconteceram 30.524 mortes devidas a acidentes de trânsito. Em 2011, esse número passou para 43.256, o que representa um aumento de 41,7%, assim ele utilizou como primeiro indexador dos valores estabelecidos pela pesquisa do IPEA. Para os valores monetários, o IPEA utilizou preços de abril de 2003, e Waiselfisz aplicou como segundo indexador o IPCA 29. Entre abril de 2003 e dezembro de 2011, a variação do IPCA foi de 57,2%. Considerando os dois indexadores, se tem a

composição e os custos detalhados na Tabela 95. Assim, o custo total desses acidentes nos aglomerados urbanos do país, indexado a dezembro de 2011 foi de R\$ 10,6 bi.

Tabela 95 - Custos anuais dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas brasileiras, por componente de custo (a preços de dezembro de 2011). Fonte: Waiselfisz, 2013.

Componente de Custo	R\$ (mi)	%
Perda de produção	4.512,00	42,8
Danos a veículos	3.036,10	28,8
Atendimento médico-hospitalar	1.402,10	13,3
Processos judiciais	390,1	3,7
Congestionamentos	326,8	3,1
Previdenciários	253,0	2,4
Resgate de vítimas	158,1	1,5
Reabilitação de vítimas	126,5	1,2
Remoção de Veículos	94,9	0,9
Danos a mobiliário urbano	63,3	0,6
Outro meio de transporte	63,3	0,6
Danos à sinalização de trânsito	52,7	0,5
Atendimento policial	42,2	0,4
Agentes de trânsito	21,1	0,2
Danos à propriedade de terceiros	10,5	0,1
Impacto familiar	10,5	0,1
Total	10.563,10	100,0

Fonte: IPEA

Em 2006, o IPEA e o Denatran realizaram novo estudo sobre os custos dos acidentes de trânsito, desta vez focado nas rodovias brasileiras, ver Tabela 96.

Tabela 96 - Estrutura de custos dos acidentes de trânsito nas rodovias federais segundo a gravidade do acidente no Brasil. 2º semestre 2004 e 1º semestre 2005 (R\$ dezembro de 2005). Fonte: Waiselfisz, 2013.

Gravidade do acidente	Número de casos	Custo Total	%	Custo Médio
Sem vítimas	68.423	1.152.269.508	17,7	16.840
Com vítimas	36.966	3.180.258.879	48,8	86.032
Com fatalidades	5.210	2.179.556.664	33,5	418.341
Total	110.599	6.512.085.051	100,0	58.800

Fonte: IPEA/Denatran. Impactos sociais e econômicos. 2006

Waiselfisz, 2013, em seu estudo indexou estes custos pela variação do IPCA de 34,2% entre dezembro de 2005, data base da pesquisa do IPEA, e dezembro de 2011, data em que atualizou os valores para seu estudo. Além disto, ele considerou o aumento do número de

acidentes, como no caso dos aglomerados urbanos, tomou como *proxi* o aumento no número de vítimas fatais dos acidentes de trânsito no país, que foi de 20,2% entre os anos de 2005 e 2011. Como resultados desse duplo ajuste a Tabela 97 mostra os valores gastos em função dos acidentes acontecidos em 2011 nas rodovias do país, valor total gasto de 34 bilhões em R\$ de dezembro de 2011.

Tabela 97 - Custo dos acidentes de trânsito em 2011 nas rodovias brasileiras. (R\$ dezembro de 2011). Fonte: Waiselfisz, 2013.

Dependência	R\$ (mi)
Municipais	2.168,80
Estaduais	21.789,30
Federais	10.056,20
Total	34.014,30

Fonte: IPEA/Denatran. Impactos sociais e econômicos. 2006

Portanto, somando os custos nas rodovias do país de R\$ 34,0 bi e os custos dos acidentes nos aglomerados urbanos de R\$ 10,6 bi, foram gastos **R\$ 44,6 bilhões** com os acidentes de trânsito acontecidos no país só no ano de 2011.

Se considerarmos a tendência da taxa de mortalidade por 100.000 habitantes entre os anos 2000 e 2011, podemos fazer uma projeção para a taxa de mortalidade até o ano de 2020, Figura 243, último ano da Década de Ação para Segurança Viária promovido pela Assembleia Geral das Nações Unidas.

Figura 243 - Projeção da taxa de mortalidade no Brasil até 2020 usando a tendência entre os anos 2000 e 2011.

Para inúmeras das vítimas de acidentes de trânsito, cuidados hospitalares imediatos pode ser apenas a primeira etapa de um tratamento longo e custoso. Para muitas vítimas, os salários não recebidos, perda do emprego ou redução das oportunidades de trabalho resultantes de alguma incapacidade permanente superam os custos medicinais. Visando aumentar o conhecimento sobre os custos de acidentes e consequências, e proporcionar uma visão mais abrangente do custo total do veículo e das lesões decorrentes do acidente, a Administração Nacional de Segurança de Tráfego nas Estradas dos Estados Unidos – NHTSA patrocinou um estudo com este objetivo que foi desenvolvido por Miller et al., 2006, e publicado em março de 2006. Pois alguns aspectos destes custos estavam bem documentados, mas dados de custos de reabilitação e de incapacidades permanentes resultantes das lesões provenientes dos acidentes automotores e a fonte pagadora dos custos eram faltantes.

O estudo analisou separadamente as lesões de motocicletas e outros veículos automotores, porque segundo os autores as motocicletas respondem por uma parcela desproporcionalmente grande dos acidentes rodoviários, Miller et al., 1999, e pode ter custos de reabilitação diferenciais.

Conforme o estudo de Miller et al., 2006, custos de reabilitação de internação por lesões de acidentes veiculares são em média de US\$ 11,265 por paciente (excluindo os ferimentos de motocicleta) e de US\$ 13,200 para as lesões de motocicletas. Para lesões veiculares, excluindo

motocicletas, os custos para os casos variam de US\$ 9,052 para fraturas até US\$ 26,656 para lesões da medula espinhal.

Segundo os dados do Programa de Utilização dos Cuidados de Saúde 2000 da Amostra Nacional de Internação dos Estados Unidos, do inglês “*Health care utilization program 2000 national inpatient sample (HCUP-NIS)*”, 243.000 pacientes foram internados por lesões veiculares e 24.000 pacientes foram internados por lesões de motocicletas em 2000. Miller et al. 2006, estimaram que em 2000 cerca de 127,5 milhões de dólares foram gastos para a reabilitação em internações de vítimas de lesões decorrentes de acidentes com veículos automotores e 16,3 milhões de dólares foram gastos para a reabilitação de vítimas de acidentes de moto nos Estados Unidos. Os fundos públicos pagaram por 26,1% dos custos das lesões por acidente de veículos automotores e 19,5% dos custos das lesões dos acidentes de moto. Em comparação, incluindo honorários profissionais, Miller e seus colegas estimaram os custos hospitalares para os feridos em acidentes com veículos automotores em 3,665 bilhões de dólares em 2000 e 422 milhões de dólares para os feridos em motocicletas. Estas contas incluíram os demais custos de reabilitação.

Existem poucas estimativas mundiais dos custos com lesões decorrentes de acidentes de trânsito, todavia uma estimativa realizada em 2000 sugere que o custo econômico dos acidentes de trânsito foi cerca de US\$ 518 bilhões. Estimativas nacionais demonstram que além de impactar financeiramente as famílias, os custos de acidentes de trânsito consomem entre 1 a 3% do produto interno bruto, segundo a Organização Mundial da Saúde.

Acidentes acontecem em uma fração de segundo, mas suas consequências podem durar dias, meses, anos ou o resto da vida.