

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PROPOSTA DE METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE UM ÔNIBUS
EM CONDIÇÕES DE TOMBAMENTO

por

Tomás Wayhs Tech

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Julho de 2009.

PROPOSTA DE METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE UM ÔNIBUS
EM CONDIÇÕES DE TOMBAMENTO

por

Tomás Wayhs Tech
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Aprovada por:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Jorge Daniel Riera

Prof. Dr. Marcílio Alves

Prof. Dr. Rogério José Marczak

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Julho de 2009.

As tarefas desenvolvidas até este ponto do trabalho resultaram nas seguintes publicações e congressos:

a) Tech, T.W., Iturrioz, I., Meira Júnior, A.D., 2007. **“Numerical Simulation of Bus Rollover”**, Congresso SAE Brasil 2007 – Society of Automotive Engineers, São Paulo, Brasil.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador e grande amigo, Prof. Dr. Ignacio Iturrioz, pela boa vontade e paciência em passar seus conhecimentos, pelo incentivo e pela grande ajuda ao longo desta jornada.

Aos meus pais, Mariane e Ari Oscar, pelo exemplo de vitória na vida através do trabalho, pelo carinho e pelo suporte em todos os momentos.

Aos meus irmãos, Ana e Tarso e todos os meus familiares que sempre me apoiaram e incentivaram.

Aos colegas de pós-graduação e colegas de empresa pela ajuda no desenvolvimento desta dissertação.

A todos os amigos, pelos momentos de companherismo e diversão.

RESUMO

A cada ano que passa cresce a preocupação quanto à segurança de passageiros em veículos, isso pode ser concluído analisando a crescente exigência através de normas que determinam a resistência estrutural mínima de veículos frente a diferentes carregamentos extremos. Por outro lado, um mercado automobilístico cada vez mais competitivo exige projetos mais leves, econômicos e baratos. A preocupação ambiental também está em evidência. Com essa diversidade de objetivos, muitas vezes contraditórios, que o engenheiro deve levar em consideração ao projetar um veículo, tornou-se árdua tarefa relacionar todos esses conceitos de maneira harmoniosa. Neste contexto, se apresenta nesse trabalho uma proposta de metodologia para a otimização estrutural, utilizando Algoritmo Genético, de um ônibus sob condições de tombamento. O modelo simplificado de elementos finitos do ônibus é construído com elementos de viga e, nos locais com grande deformação plástica localizada, são acrescentadas rótulas plásticas à estrutura. Para caracterizar as rótulas plásticas são utilizados métodos experimentais e numéricos. Desse modelo numérico do ônibus sob tombamento são extraídos parâmetros que compõe as diferentes funções objetivo propostas e, assim, diversos projetos otimizados são analisados, visando encontrar o melhor projeto para cada estudo realizado. Por fim, conclui-se que a metodologia de otimização proposta representa uma ferramenta muito útil e pode ser empregada durante o desenvolvimento de projetos, agilizando o processo e facilitando a tomada de decisões importantes.

ABSTRACT

“Proposal of Methodology for Structural Optimization of a Bus in Rollover Conditions”

The concern about vehicle passengers' safety increases along the years, this can be concluded analyzing the constant evolution of requirements through standards, defining minimum structural rigidity of vehicles under different extreme loads. Otherwise, highly competitive automotive market demands lighter, economic and cheaper projects. The ambient concern is also in evidence. This diversity of objectives, many times contradictory, that an engineer must handle during a vehicle development, became an arduous task to relate all these concepts in a harmonious way. In this context, is presented in this paper a proposal of methodology for a structural optimization, applying Genetic Algorithm, of a bus rollover. The simplified finite elements model of the bus is constructed with beam elements and, in places with localized large plastic deformation, plastic hinges are added to the structure. Experimental and numerical methods are used to determine the plastic hinge properties. With this numerical model of the bus rollover, parameters are extracted to compose the different proposals of objective functions and, thus, diverse optimized projects are analyzed, aiming to find the optimum project for each study. Finally, is concluded that the optimization methodology proposal represents a useful tool and can be applied during projects' development, shortening the process and helping on important decisions.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Justificativa.....	3
1.3 Estrutura do Trabalho	4
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	6
2.1 Introdução a Mecânica dos Sólidos.....	6
2.2 Problemas Não-lineares na Mecânica dos Sólidos.....	10
2.2.1 Não-linearidade do Material: Plasticidade	11
2.2.2 Não-linearidade Geométrica.....	15
2.3 Método dos Elementos Finitos (MEF)	17
2.3.1 MEF aplicado em Problemas Não-lineares	18
2.3.2 Solução de Problemas Dinâmicos	19
2.3.3 Integração Direta no Tempo.....	20
2.3.4 Análise Explícita: Método das Diferenças Centrais.....	22
2.4 Exemplo de Aplicação dos Conceitos Apresentados	23
2.4.1 Exemplo 1 – Linear	25
2.4.2 Exemplo 2 – NLG	26
2.4.3 Exemplo 3 – NLGF	27
2.4.4 Exemplo 4 – Análise Explícita.....	31
2.5 Colapso de Tubos de Parede Fina sob Impacto.....	33
2.5.1 Formas de Colapso e Curvas Características	33
2.5.2 Modelos Simplificados de Análise.....	34
2.5.3 Efeito da Taxa de Deformação nos Materiais	38
2.6 Fundamentos de Algoritmos Genéticos.....	39
2.6.1 Características e Estrutura dos Algoritmos Genéticos	40
2.6.2 Abordagem Multi-objetivo.....	44
2.7 Descrição de uma Estrutura de Ônibus Rodoviário	44
2.7.1 Chassi	45
2.7.2 Carroceria	46
2.7.3 Casulo Estrutural	47
2.7.4 Uniões Estruturais	51
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	53
3.1 Normas de Segurança Veicular	53

3.2	Simulação Numérica de Acidentes Veiculares.....	61
3.3	Otimização de Estruturas Metálicas	64
4.	METODOLOGIA.....	67
4.1	Definição das Rótulas Plásticas.....	67
4.1.1	Método Experimental	68
4.1.2	Método Numérico (FEM).....	70
4.2	Construção do Modelo Numérico da Simulação de Tombamento do Ônibus	75
4.3	Programa <i>GENETIC</i>	81
4.3.1	Implementações Realizadas no Programa <i>GENETIC</i>	85
4.4	Otimização Estrutural aplicada na Simulação de Tombamento do Ônibus	87
4.4.1	Variáveis de Projeto empregadas na Otimização Estrutural	87
4.4.2	Parâmetros Considerados para Otimização do Ônibus	91
5.	CARACTERIZAÇÃO DAS RÓTULAS PLÁSTICAS.....	94
5.1	Resultados Experimentais	94
5.2	Resultados Numéricos	100
5.2.1	Validação do Modelo Numérico	100
5.2.2	Caracterização das Demais Rótulas Plásticas.....	104
6.	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL: EXEMPLO SIMPLIFICADO.....	107
6.1	Modelo Numérico Utilizando Elementos de Casca	108
6.2	Modelo Numérico Utilizando Elementos de Viga	109
6.3	Análise dos Resultados Obtidos nos Modelos Numéricos Propostos	111
6.4	Otimização Estrutural do Exemplo Simplificado.....	116
6.4.1	Função Objetivo e Variáveis de Projeto.....	116
6.4.2	Resultados Obtidos no Exemplo Simplificado.....	118
7.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TOMBAMENTO DO ÔNIBUS.....	122
7.1	Posição das Rótulas Plásticas no Veículo Completo.....	122
7.2	Resultados da Simulação Numérica do Projeto Original	123
8.	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO ÔNIBUS SOB TOMBAMENTO.....	126
8.1	Otimização Estrutural Visando Redução da Massa do Veículo.....	126
8.1.1	Populações Iniciais Criadas Aleatoriamente	127
8.1.2	População Inicial Imposta pelo Usuário.....	135
8.1.3	Refino de Projetos Otimizados Buscando o Projeto Ótimo	140
8.2	Otimização Estrutural Multi-objetivo.....	146
8.2.1	Determinação da Nova Função Objetivo	146

8.2.2 Otimização Estrutural Multi-objetivo Priorizando a Redução da Massa	148
8.2.3 Otimização Estrutural Multi-objetivo Priorizando o Aumento da Segurança	151
8.3 Análise dos Projetos Criados pelo Algoritmo de Otimização Genética.....	153
9. CONCLUSÕES	158
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	164
ANEXO A – PROGRAMA <i>GENETIC</i> POR BELEGUNDU & CHANDRUPATLA [1999] ...	169

LISTA DE SÍMBOLOS

AE – Anel Estrutural

AG – Algoritmo Genético

b_i – Força de Corpo na Direção i

C_{ijkl} – Tensor de Quarta Ordem Formado por Constantes Elásticas

C_{DM} , C_{MT} e C_{POS} – Constantes da Função Objetivo nas Otimizações Multi-objetivo

$[c]$ – Matriz de Amortecimento

D – Tensor Velocidade de Deformação

DM – Distância Mínima

dv – Partícula de Volume do Corpo Sólido

E_L – Módulo de Elasticidade Longitudinal de Young

E_{tan} – Módulo de Elasticidade Tangente

F – Gradiente de Deformação

F_{ext} – Vetor de Cargas Externas

F_i – Forças Internas do Sistema

FR – Força de Reação

f – Função Objetivo

G – Módulo de Elasticidade Transversal

I_1, I_2 e I_3 – Invariantes do Tensor de Tensões

IZ – Número de Indivíduos na População

J_2, J_3 – Invariantes do Tensor de Tensões Desviadoras

K – Módulo de Incompressibilidade do Material

$[k]$ – Matriz de Rigidez

L – Gradiente Espacial de Velocidade

MT – Massa Total

$[m]$ – Matriz de Massa

N – Número de Variáveis

NB – Número de Dígitos Binários

$NGEN$ – Número Limite de Gerações.

p – Pressão Hidrostática

Q – Função Potencial Plástica

s – Tensões Desviadoras
 T_{\min} – Período de Vibração Mínimo
 t – Tempo
 t_i – Força Distribuída
 u – Vetor Deslocamento
 \dot{u} – Vetor Velocidade
 \ddot{u} – Vetor Aceleração
 v – Velocidade
 W – Velocidade de Rotação ou Spin
 X – Coordenadas de Referência (Lagrangeanas)
 x – Coordenadas Instantâneas (Eulerianas)
 δ – Delta de Kronecker
 ε – Deformação
 ε^e – Deformação Elástica
 ε^p – Deformação Plástica
 $d\varepsilon^C$ – Taxa de Deformação Co-rotacional
 \in – Operador de Permutação
 λ – Multiplicador Plástico
 σ – Tensor de Tensão
 σ_1, σ_2 e σ_3 – Tensões Principais
 σ_{esc} – Tensão de Escoamento
 σ_{rup} – Tensão de Ruptura
 $d\sigma^C$ – Formulação Genérica da Taxa Corrotacional
 $d\sigma^{CR}$ – Taxa de Coter-Rivlin
 $d\sigma^J$ – Taxa Co-rotacional de Jaumann
 $d\sigma^L$ – Taxa de Lie
 ρ – Densidade
 ν – Coeficiente de Poisson
 ω – Matriz Anti-simétrica Velocidade de Rotação
 ω_{\max} – Frequência Circular Natural Mais Alta

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Configurações indeformada e deformada do corpo tridimensional contínuo.....	6
Figura 2.2: Cubo infinitesimal extraído do corpo principal com as tensões atuantes.....	8
Figura 2.3: Curvas tensão _x deformação típicas de materiais elasto-plásticos.....	13
Figura 2.4: (a) Material com endurecimento isótropo e (b) com endurecimento cinemático.....	14
Figura 2.5: Esquema que ilustra a forma de proceder na integração numérica.....	21
Figura 2.6: Comparação de custo operacional entre análise implícita e explícita [Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1995].....	21
Figura 2.7: Estrutura tubular soldada utilizada nos modelos dos exemplos da seção 2.4.....	24
Figura 2.8: Modelo numérico de estrutura estudada.....	25
Figura 2.9: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 1.....	26
Figura 2.10: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 2.....	27
Figura 2.11: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 3.....	28
Figura 2.12: Tensão direção Y em secção próxima ao engaste (detalhe figuras anteriores).....	30
Figura 2.13: Gráfico da variação da força de reação nos apoios que aplicam o deslocamento prescrito durante a aplicação desse deslocamento.....	31
Figura 2.14: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 4.....	32
Figura 2.15: Gráfico da variação da força de reação ao longo do deslocamento aplicado.....	33
Figura 2.16: Tubo de secção quadrada 50x50mm, Hamza & Saitou [2004].....	34
Figura 2.17: (a) <i>Superbeam element</i> e (b) Curva Força _x Deslocamento, Kim & Wierzbicki [2001].	35
Figura 2.18: Conceito de <i>Superbeam element</i> [Abramowicz, 2004].....	36
Figura 2.19: Exemplo de sistema multicorpo [Ambrósio, 2001].....	37
Figura 2.20: Modelos de rótulas plásticas para diferentes condições de carregamento: a) um eixo de flexão; b) flexão com dois eixos; c) Torção; d) Axial. [Ambrósio, 2001].....	38
Figura 2.21: Momento de flexão da rótula plástica e sua relação constitutiva [Ambrósio, 2001].	38
Figura 2.22: Esquema com os passos básicos de um Algoritmo Genético.....	43
Figura 2.23: Esquema de um chassi com motor traseiro.....	45
Figura 2.24: Materiais aplicados nos revestimentos externos de uma carroceria de ônibus Morsh [2001].....	46
Figura 2.25: Casulo estrutural e chassi de veículo rodoviário com indicação de suas partes.....	47
Figura 2.26: Estruturas da frente e traseira do casulo.....	48
Figura 2.27: Estrutura da lateral esquerda do casulo.....	49

Figura 2.28: Estrutura do teto do casulo.	49
Figura 2.29: Estrutura das bases superior e inferior do casulo.....	50
Figura 2.30: União do casulo com chassi.....	51
Figura 2.31: Exemplos de uniões estruturais do casulo. (a) União da lateral direita com a base superior e (b) união da lateral direita com o teto.....	52
Figura 3.1: Módulo experimental correspondente ao maior passo de janelas do veículo (contém dois anéis estruturais e as uniões entre eles) [Resolução N° 811, 1996].....	55
Figura 3.2: Desenho esquemático mostrando o dispositivo utilizado para o ensaio de tombamento [ECE R66, 2001].	58
Figura 3.3: Desenho esquemático do teste de tombamento do veículo completo [ECE R66, 2001]......	59
Figura 3.4: Plano que delimita o espaço residual de sobrevivência no interior do veículo. Corte transversal do veículo [ECE R66, 2001].	59
Figura 3.5: Secção A-A do veículo segundo o plano vertical que passa nos eixos médios dos bancos interiores. Corte longitudinal do veículo [ECE R66, 2001]......	60
Figura 3.6: Curvas características das rótulas plásticas: (a) coluna da lateral e (b) perfil do teto do ônibus [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].	63
Figura 3.7: Estrutura do módulo ensaiado em (a) e o modelo multicorpo para a simulação de tombamento em (b) [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].....	63
Figura 3.8: Foto de um teste de tombamento real em veículo completo e seqüência mostrando resultados da simulação numérica do tombamento de uma porção do veículo [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].....	64
Figura 4.1: Representação esquemática de dois anéis estruturais de ônibus formando rótulas plásticas em locais distintos (demarcadas em vermelho em cada anel estrutural).	68
Figura 4.2: Ensaio experimental para determinação das características da rótula plástica da união da lateral com a base.....	70
Figura 4.3: Modelo geométrico da união da lateral com a base construído somente com superfícies no SolidWorks [2006]......	71
Figura 4.4: Folga criada devido à geração de superfícies médias automaticamente a partir dos sólidos.....	72
Figura 4.5: Malha de elementos finitos de casca fina gerada para o modelo numérico da união da lateral com a base.	73
Figura 4.6: Junta esférica criada no modelo, unindo dois corpos rígidos que tem nós coincidentes em (a) e desenho esquemático da junta esférica [Ansys/Ls-Dyna, 2007] em (b).	77

Figura 4.7: Modelo numérico da simulação de tombamento do ônibus.	80
Figura 4.8: Modelo numérico da simulação de tombamento do ônibus, plotado com as secções transversais dos elementos de viga e as divisórias dos elementos (malha).	81
Figura 4.9: Variáveis consideradas na otimização estrutural do ônibus sob tombamento.	88
Figura 4.10: Rótula plástica no tubo da base devido à elevada robustez do tubo união longarina da base e peitoril em relação ao tubo da base e ausência de reforços estruturais.	89
Figura 4.11: Reforços estruturais posicionados nas regiões de formação das rótulas plásticas da união da lateral com a base. Em (b) uma secção para facilitar a visualização.	90
Figura 4.12: Dois nós de controle empregados para determinar a distância mínima entre a estrutura do veículo e a área de sobrevivência durante o tombamento.	93
Figura 5.1: Projeto dos corpos de provas testados experimentalmente para definição da rótula plástica da união da lateral com a base <i>ULB2F</i> e <i>ULB4F</i>	95
Figura 5.2: Dimensões dos tubos e chapas que formam os corpos de provas. Na figura apresenta-se as dimensões das peças no <i>ULB4F</i> , porém as peças são idênticas no <i>ULB2F</i>	95
Figura 5.3: Configuração deformada final do corpo de provas <i>ULB2F</i>	96
Figura 5.4: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas <i>ULB2F</i> após o ensaio.	97
Figura 5.5: Curva momento fletor versus ângulo de rotação obtida nos ensaios dos corpos de provas <i>ULB2F</i> e <i>ULB4F</i>	98
Figura 5.6: Configuração deformada final do corpo de provas <i>ULB4F</i>	99
Figura 5.7: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas <i>ULB4F</i> após o ensaio.	99
Figura 5.8: Configuração deformada final obtida na simulação do corpo de provas <i>ULB2F</i> . À direita do resultado numérico, configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.3.	100
Figura 5.9: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas <i>ULB2F</i> após a simulação numérica. À direita e abaixo do resultado numérico, detalhe da configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.4.	101
Figura 5.10: Curvas momento fletor versus ângulo de rotação obtidas experimentalmente e numericamente para o corpo de provas <i>ULB2F</i>	102
Figura 5.11: Configuração deformada final obtida na simulação do corpo de provas <i>ULB4F</i> . À direita do resultado numérico, configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.6.	103
Figura 5.12: Curvas momento fletor versus ângulo de rotação obtidas experimentalmente e numericamente para o corpo de provas <i>ULB4F</i>	103

Figura 5.13: Oito curvas características das rótulas plásticas que podem ser empregadas no projeto estrutural do ônibus.	105
Figura 5.14: Configuração deformada final da união estrutural da lateral com o teto. Direção externa e interna respectivamente. Rótula plástica na coluna entre-janelas.....	106
Figura 5.15: Comparativo entre duas curvas características de rótulas plásticas posicionadas em diferentes locais (linha cheia na união estrutural da lateral com a base e a linha tracejada na união estrutural da lateral com o teto), sendo que os dois tubos das uniões estruturais onde a rótula se forma têm as mesmas dimensões (60x40x6.0mm).....	106
Figura 6.1: Estrutura tubular utilizada nos exemplos deste capítulo (dimensões em mm).....	107
Figura 6.2: Modelo numérico da estrutura utilizando elementos de casca.	108
Figura 6.3: (a) Modelo numérico da estrutura utilizando elementos de viga. (b) Mesmo modelo plotando as secções transversais das vigas.....	109
Figura 6.4: (a) Configuração deformada do modelo numérico utilizado para caracterizar a rótula plástica. (b) Comparativo entre a curva característica da rótula plástica calculada nessa seção (linha tracejada) e a rótula plástica da união estrutural da lateral com a base 60x40x4.0mm (linha cheia) já apresentada na Figura 5.13.	110
Figura 6.5: Configurações deformadas finais obtidas no modelo complexo empregando elementos finitos de casca (figura superior) e no modelo simplificado empregando elementos de viga (figura inferior e com secções transversais das vigas visíveis).....	112
Figura 6.6: Força de reação na superfície rígida durante o deslocamento prescrito nos dois modelos numéricos.....	113
Figura 6.7: Deformação localizada na extremidade superior dos tubos verticais.....	114
Figura 6.8: Energia interna de cada tubo da estrutura depois de aplicado o deslocamento.	115
Figura 6.9: Cinco variáveis de projeto utilizadas na otimização estrutural do exemplo simplificado.	117
Figura 6.10: Gráfico mostrando as características dos três indivíduos da População Inicial 1 gerada aleatoriamente (sete indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	118
Figura 6.11: Gráfico mostrando as características dos quatro indivíduos da População Inicial 2 gerada aleatoriamente (seis indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	119
Figura 6.12: Gráfico mostrando as características dos dois indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (oito indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	119

Figura 6.13: Gráfico mostrando as características dos três indivíduos da População Inicial 4 gerada aleatoriamente (sete indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	120
Figura 7.1: Posição das rótulas plásticas no modelo numérico do veículo completo.	122
Figura 7.2: Configuração deformada máxima da estrutura completa do ônibus durante a simulação do tombamento (plotadas as secções transversais dos elementos de vigas).....	124
Figura 7.3: Nós que apresentaram menor distância entre a estrutura da lateral e a área de sobrevivência para o primeiro projeto analisado.	125
Figura 8.1: Gráfico mostrando as características dos nove indivíduos da População Inicial 1 gerada aleatoriamente (um indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	128
Figura 8.2: Gráfico mostrando as características dos nove indivíduos da População Inicial 2 gerada aleatoriamente (um indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	128
Figura 8.3: Gráfico mostrando as características dos oito indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (dois indivíduos reprovados no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	129
Figura 8.4: Gráfico mostrando as características dos dez indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (nenhum indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.	129
Figura 8.5: Gráfico de evoluções das médias dos valores obtidos nas funções objetivo de cada indivíduo para cada geração criada a partir das quatro diferentes populações iniciais.	131
Figura 8.6: Detalhe do <i>Anel Estrutural 2</i> do ônibus. Colunas traseiras da porta com somente uma rótula plástica cada, na união da lateral com a base.	132
Figura 8.7: População inicial formada pelos dez melhores projetos gerados a partir das quatro populações iniciais criadas aleatoriamente na seção 8.1.1.	136
Figura 8.8: Comparação da evolução da média das funções objetivo da <i>População Inicial 2</i> e da população inicial otimizada imposta pelo usuário.	137
Figura 8.9: Projetos otimizados manualmente a partir dos dez projetos otimizados que formam a população inicial apresentada na Figura 8.7.	138
Figura 8.10: Resultados das quatro otimizações com a <i>População Inicial 2</i> , substituindo o projeto que não atende ao critério de resistência mecânica mínima ao tombamento por um dos projetos apresentados na Figura 8.9.	143

Figura 8.11: Cinco melhores projetos gerados nas otimizações utilizando o algoritmo genético tendo como objetivo redução da massa total do veículo.	144
Figura 8.12: Dez melhores projetos gerados pelas otimizações multi-objetivo com $C_{DM}=5$. Última coluna apresenta o valor obtido pela função objetivo.	149
Figura 8.13: Dez melhores projetos gerados pelas otimizações multi-objetivo com $C_{DM}=10$	152
Figura 8.14: Projeto original do veículo proposto no capítulo 7 e os melhores projetos gerados por cada uma das três diferentes funções objetivo empregadas no capítulo 8.	154

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: Considerações aplicadas nos exemplos.....	23
Tabela 2.2: Resumo das tensões de von Mises máximas nos três exemplos desenvolvidos.	28
Tabela 6.1: Energia interna e massa total dos quatro projetos otimizados apresentados de forma gráfica nas Figura 6.10 a Figura 6.13.	120
Tabela 8.1: Parâmetros empregados no algoritmo genético.	126
Tabela 8.2: Distância mínima (<i>DM</i>) e massa total (<i>MT</i>) dos quatro projetos otimizados e comparação das massas desses projetos com o projeto original apresentado no capítulo 7. .	130
Tabela 8.3: Características das populações iniciais geradas.	131
Tabela 8.4: Distância mínima e massa total dos quatro projetos otimizados.....	136
Tabela 8.5: Distância mínima e massa total dos projetos otimizados manualmente.	138
Tabela 8.6: Parâmetros empregados para análise da influência do critério de parada.....	141
Tabela 8.7: Comparação dos resultados das otimizações da <i>População Inicial 2</i> finalizando o processo com 60 e 120 gerações.	141
Tabela 8.8: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.10.	143
Tabela 8.9: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.11.	144
Tabela 8.10: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.12.	149
Tabela 8.11: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.13.	152
Tabela 8.12: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.14.	154

1. INTRODUÇÃO

A segurança dos passageiros é um tópico cada vez mais importante no mercado automobilístico. A busca por automóveis mais seguros iniciou essa evolução, já há muitas décadas atrás, quando surgiram os primeiros *crash tests*, bem como normas que regulamentam esses testes e definem a rigidez estrutural mínima do veículo frente a diferentes carregamentos extremos causados por um acidente. Essa preocupação estendeu-se também para os demais veículos, principalmente os ônibus, que transportam muitos passageiros e qualquer acidente representa uma tragédia. Garantir a integridade física dos ocupantes de um ônibus deixou de ser apenas um diferencial de marketing para tornar-se uma exigência regradada por normas obrigatórias em diversos mercados, cada dia sendo exigida em novos países, por órgãos governamentais, proprietários de frotas e até mesmo consumidores.

Diferentes normas determinam a rigidez mínima da estrutura de um ônibus frente aos muitos tipos de acidentes que um ônibus pode sofrer: impacto frontal, impacto lateral, tombamento etc. Uma forma de acidente que sempre representou um grande risco às estruturas de ônibus é o tombamento. É considerado tombamento quando o veículo, devido à uma forte colisão ou à perda de controle após uma manobra brusca, tomba lateralmente causando grandes deformações à estrutura, já que todo o peso do veículo pressiona a lateral do mesmo em direção ao seu interior, quase sempre ferindo muitos passageiros.

Neste trabalho será utilizada a norma ECE R66 [2001], que determina a rigidez mínima de uma estrutura de ônibus frente a um tombamento. Essa norma ainda não é obrigatória no Brasil, porém as encarroçadoras nacionais já estão familiarizadas com essa regulamentação devido às exportações de ônibus para diversos países onde ela é exigida.

Uma qualidade procurada em estruturas submetidas a cargas de impacto é o *crashworthiness*, a habilidade da estrutura em absorver a energia de impacto para proteger os ocupantes durante um choque, é naturalmente um dos mais importantes critérios de projeto para a estrutura de veículos de passageiros. Entretanto, um projeto estrutural visando *crashworthiness*, é uma tarefa difícil para o qual o processo de projeto envolve decisões não óbvias. A estrutura tem que ser rígida o suficiente em algumas regiões para prevenir o colapso do compartimento dos passageiros e ainda permitir grandes deformações sem romper em outras regiões para poder absorver a energia durante o impacto, como expressa Ambrósio [2001].

Aumentar a segurança de um veículo implica em projetar uma estrutura mais robusta, seja aumentando as propriedades geométricas de suas peças, seja utilizando um material mais

nobre como matéria-prima ou ainda adicionando reforços localizados na estrutura. Normalmente, projetos mais robustos acarretam aumento de massa, consumo e preço do veículo.

A crescente preocupação a respeito de preservação do meio-ambiente também é um tópico importante que deve ser levado em conta no desenvolvimento de um novo veículo. Não só os usuários e toda a opinião pública está discutindo esse problema, como também regulamentações cada vez mais rígidas estão sendo aplicadas para controle da emissão de gases poluentes. Atualmente no Brasil está vigente a norma EURO3 [1999] que define o nível máximo de emissões tóxicas de um veículo. Na Europa já é exigida a norma EURO5 [2005], muito mais rigorosa quanto ao nível de emissões, sendo que esta norma será obrigatória no Brasil a partir de 2012.

Outro fator importante que deve ser levado em conta durante o desenvolvimento do projeto de um ônibus, é o interesse de uma pessoa que compra um ônibus. Um frotista, ao investir seu dinheiro em um veículo desse tipo, sempre visa obter lucros sobre o seu investimento. Para um projeto ser competitivo no mercado, deve transportar mais passageiros e cargas, consumir menos combustível, desgastar menos seus componentes e ter um preço no mínimo igual aos veículos dos concorrentes.

Sendo assim, a competitividade do produto no mercado, a preservação do meio-ambiente e o retorno financeiro do veículo exigem, dentre outras coisas, redução da massa do veículo. Por outro lado, aumentar a segurança desse veículo melhorando sua rigidez estrutural, normalmente acarreta aumento da massa.

Tendo em vista todo esse cenário, nota-se a dificuldade que é projetar um novo veículo no mercado automotivo. Cada vez o engenheiro têm maiores restrições através de normas regulamentadoras, maior concorrência e usuários mais exigentes. O que é muito bom para a evolução dos produtos, dos profissionais da área que são cada vez mais exigidos e buscam se especializar e, assim, melhorando a vida de toda a sociedade.

1.1 Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo geral desenvolver uma maneira eficiente de estudar numericamente o comportamento de um ônibus sob tombamento e, utilizando esse modelo numérico, propor e testar uma metodologia para realizar otimização estrutural do ônibus sob tombamento visando diferentes objetivos. Esse método deve buscar o projeto “ótimo” segundo os critérios definidos pelo usuário, sem necessidade de intervenções e análises humanas durante

o processo. Seguindo esse objetivo geral, é possível listar alguns objetivos específicos do trabalho:

- I. Estudar e caracterizar o comportamento de uniões estruturais de uma carroceria de ônibus sob tombamento. Para isso serão empregados métodos experimentais e numéricos (elementos finitos);
- II. Definir um modelo matemático simplificado utilizando o método dos elementos finitos, para simular o comportamento do ônibus sob tombamento seguindo as diretrizes da norma ECE R66 [2001];
- III. Utilizar o algoritmo genético de otimização para avaliar o comportamento estrutural do ônibus sob tombamento, resultante do modelo matemático, e buscar o projeto ideal segundo as variáveis de projeto selecionadas e as diferentes metas impostas pelo projetista;
- IV. Definir se a metodologia proposta para otimização estrutural do ônibus em condições de tombamento realmente é uma ferramenta aplicável em projetos reais da indústria, ajudando na tomada de decisões de um engenheiro durante o desenvolvimento de um veículo.

1.2 Justificativa

Contribuir para a redução no número de mortes devido a acidentes de tombamento de ônibus nas estradas brasileiras é a motivação inicial para esse trabalho. As normas que regulamentam a resistência estrutural mínima de um ônibus sob tombamento já são consagradas, porém, na maioria das vezes, ao alterar os projetos para cumprir as exigências dessas normas, os encarregadores acabam perdendo competitividade no mercado, oferecendo veículos muito pesados e caros.

Desenvolver uma ferramenta útil para facilitar a tomada de decisões de um engenheiro e permitir o desenvolvimento de projetos de ônibus mais seguros e, ao mesmo tempo, competitivos no mercado, justifica a realização desse trabalho.

Aplicar otimização em um tema tão complexo e que envolve tantas variáveis e considerações quanto o tombamento de um ônibus, está longe de ser um tema saturado na literatura especializada. Essa abordagem complexa unindo diversos conceitos de engenharia, também é mais um motivo para o desenvolvimento desse trabalho.

1.3 Estrutura do Trabalho

Esta dissertação se organiza da seguinte forma, após a presente introdução, são apresentados os fundamentos teóricos no capítulo 2. Primeiramente são apresentados conceitos básicos da mecânica dos sólidos. Como o problema de tombamento de um ônibus envolve não-linearidades geométricas e do material, há uma seção sobre esse tema no capítulo 2. Também nesse capítulo apresentam-se conceitos do método dos elementos finitos aplicados em problemas não-lineares e dinâmicos. Feito isso, é apresentado um exemplo simplificado que aplica de maneira didática, passo a passo, os fundamentos teóricos já apresentados e que serão empregados mais para frente no modelo complexo do veículo completo.

Ainda no capítulo 2, há uma seção apresentando os principais modos de falha em tubos de parede fina sob impacto, importante para o modelamento simplificado do ônibus sob tombamento. Após isso é apresentada uma seção dedicada aos fundamentos teóricos dos algoritmos genéticos de otimização, incluindo abordagem multi-objetivo. Para finalizar o capítulo 2 é explicado com detalhe as características de um ônibus rodoviário.

No capítulo 3 se tem a revisão bibliográfica onde são, primeiramente, apresentadas algumas normas de segurança veicular, incluindo a ECE R66 [2001]. Depois se apresentam trabalhos que abordam simulação numérica de acidentes veiculares e, por fim, se faz uma breve revisão em trabalhos que empregam otimização em estruturas metálicas.

A metodologia empregada nesse trabalho vem descrita no capítulo 4. Primeiramente são apresentadas duas formas para caracterizar o comportamento das rótulas plásticas: através de ensaios experimentais e através de simulação numérica. Após isso se descreve a construção do modelo numérico do veículo completo sob tombamento no software Ansys/Ls-Dyna [2007]. Fechando esse capítulo é apresentada a metodologia empregada na otimização estrutural desse veículo completo.

A partir do capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos nas diferentes análises. Sendo que nesse capítulo se apresentam os resultados da caracterização das rótulas plásticas através de ensaios experimentais e simulações numéricas, bem como a comparação dos resultados e validação do modelo numérico.

Antes de iniciar a simulação numérica e otimização do ônibus completo, um exemplo simplificado de estrutura soldada é estudada no capítulo 6. Dois modelos numéricos deste exemplo com diferentes graus de complexidade são apresentados e analisados. Com o modelo simplificado é realizada uma otimização estrutural com o intuito de empregar a mesma metodologia que será utilizada na otimização do veículo completo sob tombamento.

No capítulo 7 são adicionadas ao modelo numérico as rótulas plásticas caracterizadas no capítulo 5. Também os resultados da simulação de tombamento do projeto original do ônibus são apresentados nesse capítulo. Dessa forma se realiza a validação do modelo numérico antes de utilizar o mesmo como ferramenta nas otimizações estruturais propostas.

No capítulo 8 são apresentadas e discutidas diversas otimizações estruturais do ônibus. Primeiro são realizadas otimizações mais simples, visando somente redução da massa do veículo, para depois aplicar otimizações multi-objetivo. Depois das diferentes otimizações apresentadas, os projetos otimizados obtidos são avaliados e comentados.

Finalmente no capítulo 9 são apresentadas as conclusões do trabalho. Ao longo dos capítulos 5, 6, 7 e 8 são discutidos exaustivamente os resultados obtidos. Então, as principais conclusões desta discussão, comentários sobre as dificuldades encontradas durante o trabalho, um balanço sobre o sucesso obtido em atingir os objetivos propostos e as perspectivas para desenvolvimentos futuros são resumidos nesse capítulo 9.

O trabalho ainda conta com o ANEXO A, que traz o algoritmo de otimização desenvolvido por Belegundu & Chandrupatla [1999] e empregado para as otimizações estruturais realizadas nesse trabalho.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Introdução a Mecânica dos Sólidos

Dado um corpo tridimensional deformável (ou estrutura) sobre o qual atuam cargas na sua superfície, submetido também a cargas de corpo (por exemplo, peso próprio) e fixo em alguns pontos de seu contorno. Um esquema do corpo pode-se observar na Figura 2.1, onde estão demonstradas suas configurações indeformada e deformada após aplicação das cargas. O vetor u denota o deslocamento de um ponto genérico \mathbf{P} de sua posição na configuração indeformada até sua nova posição na configuração deformada. Esse vetor deslocamento é tratado como uma função contínua da posição inicial, isto é, para cada ponto \mathbf{x} do corpo existe um vetor $\mathbf{u}(\mathbf{x})$. Esta descrição é possível devido à hipótese de um meio contínuo, que desconsidera a microestrutura do material.

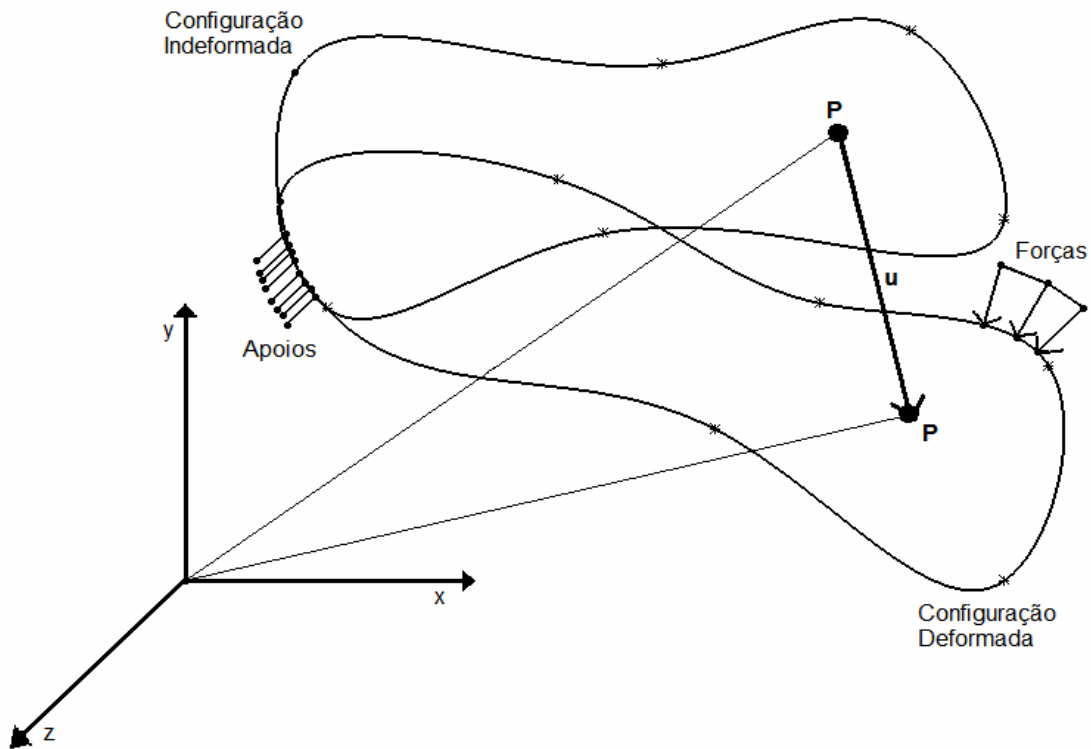


Figura 2.1: Configurações indeformada e deformada do corpo tridimensional contínuo.

A partir dos deslocamentos é possível calcular as deformações (ϵ) em qualquer ponto do corpo. As equações deformações-deslocamentos para o caso mais geral de deformações finitas e considerando como referência a configuração indeformada, podem ser expressas como:

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) \quad (1)$$

No caso de pequenas deformações, as derivadas primeiras são suficientemente pequenas para que seu produto resulte um valor muito pequeno, portanto esse termo pode ser desprezado, e as relações tornam-se lineares. Também deixa de ter sentido falar de referência da configuração deformada ou indeformada, ficando:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

Como apenas as três componentes do deslocamento u determinam as seis componentes do tensor de deformação, existe uma redundância de deformações em relação aos deslocamentos, isto é, um tensor de deformação pode não representar um campo de deslocamento válido. Para garantir a validade das deformações, há um conjunto de equações que deve ser satisfeito por um campo de deformações para que este represente um campo de deslocamentos válido, este conjunto de equações é chamado de equações de compatibilidade:

$$\varepsilon_{qsp} \varepsilon_{klm} \frac{\partial^2 \varepsilon_{pm}}{\partial x_l \partial x_s} = 0 \quad (3)$$

onde ε é o operador de permutação:

$$\varepsilon_{ijk} = \begin{cases} 0 & \text{se } ijk \text{ tiver elementos repetidos} \\ 1 & \text{se } ijk \text{ for uma permutação cíclica} \\ -1 & \text{se } ijk \text{ for uma permutação anticíclica} \end{cases} \quad (4)$$

Para o estudo do estado de tensões no interior do corpo deformado, isola-se um elemento infinitesimal de volume dv , sobre o qual são definidas as tensões normais e tangenciais atuando nas faces do cubo (Figura 2.2). A tensão é representada por um tensor para poder expressar o vetor força em qualquer direção. O tensor de tensão de Cauchy expressa os esforços internos na partícula dv do corpo sólido, para todas as direções. A força interna distribuída de um ponto sobre seu vizinho é determinada pela direção do vizinho n através da fórmula de Cauchy:

$$t_i = \sigma_{ij} n_j \quad (5)$$

onde t_i é a força distribuída e σ é o tensor de tensão.

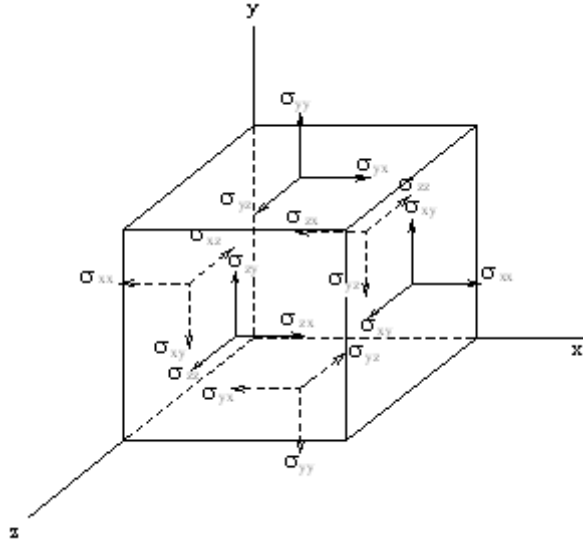


Figura 2.2: Cubo infinitesimal extraído do corpo principal com as tensões atuantes.

Sabendo-se que ocorrerá uma variação de tensão de uma face para outra do cubo infinitesimal, devido às cargas atuantes no corpo, é possível deduzir as equações de equilíbrio para o cubo infinitesimal. Têm-se três equações de equilíbrio dos momentos, que garantem a simetria do tensor de tensões e três equações de equilíbrio das forças, que assumem a forma:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho b_i = 0 \quad (6)$$

onde $\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}$ é a derivada de uma tensão σ_{ij} na direção x_j em m, ρ é a densidade do volume dv e

b_i é uma força de corpo na direção i .

As equações que relacionam tensões com deformações são chamadas equações constitutivas, estas equações são dependentes do tipo de material que forma o corpo sólido. Sólidos elásticos lineares homogêneos obedecem a Lei de Hooke, isto é, o tensor de tensão é linearmente proporcional ao tensor deformação:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \epsilon_{kl} \quad (7)$$

onde C_{ijkl} é um tensor de quarta ordem formado por constantes elásticas, que genericamente possui 81 elementos.

A partir de condições energéticas é possível determinar que o mesmo é simétrico e no caso de se estudar um meio isotrópico, reduz-se o número de constantes independentes para apenas duas [Sokolnikoff, 1956]:

$$C_{ijkl} = K \delta_{ij} \delta_{kl} + 2G \left(\delta_{ik} \delta_{jl} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \delta_{kl} \right) \quad (8)$$

onde K é o módulo de incompressibilidade do material, G é o módulo de elasticidade transversal e δ é o delta de Kronecker, sendo este último definido como:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{se } i = j \\ 0 & \text{se } i \neq j \end{cases} \quad (9)$$

Essas grandezas relacionam-se com o módulo de elasticidade longitudinal de Young (E_L) e coeficiente de Poisson (ν) através das expressões:

$$K = \frac{E_L}{3(1-2\nu)} \quad (10)$$

$$G = \frac{E_L}{2(1+\nu)} \quad (11)$$

As condições de contorno do problema também precisam ser determinadas para sua solução. Existem dois tipos de condições de contorno: mecânicas (forças) e cinemáticas (apoios), que estão mostradas na Figura 2.1. No contorno do corpo sólido (exceto nos apoios) são conhecidas as condições de contorno mecânicas, isto é, são conhecidas todas as forças atuantes na estrutura. Na região dos apoios, pontos com movimento restringido no corpo, as condições de contorno cinemáticas são conhecidas.

Finalmente utilizando as equações de equilíbrio (6), as equações constitutivas (7), as relações cinemáticas (1), as equações de compatibilidade (3) e as condições de contorno é possível determinar o vetor deslocamento, conseqüentemente deformações e tensões, em todos os pontos do corpo sólido da Figura 2.1. Muitas vezes o problema analisado, mesmo sendo linear, não possibilita uma resolução de forma analítica, portanto, deve-se utilizar algum método numérico, como o método dos elementos finitos ou elementos de contorno.

Outro conceito que deve ser introduzido aqui é o das tensões principais, ele é importante porque forma a base da teoria de falha dos materiais, a qual será utilizado ao longo do trabalho. Pode-se definir um plano principal em cada ponto do corpo sólido, que ocorre sempre que o vetor tensão alinha-se com a normal n deste plano:

$$t_i = \sigma n_i = \sigma \delta_{ij} n_j \quad (12)$$

onde σ é a tensão normal atuando nesse plano.

Isto significa que não há tensão cortante agindo neste plano e a direção n neste caso é chamada direção principal. Introduzindo a Equação (12) na Equação (5):

$$(\sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}) n_j = 0 \quad (13)$$

Como $n_i n_i = 1$, para evitar a solução trivial:

$$|\sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}| = 0 \quad (14)$$

Demonstrando a Equação (14) em forma expandida:

$$\begin{vmatrix} \sigma_{11} - \sigma & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} - \sigma & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} - \sigma \end{vmatrix} = 0 \quad (15)$$

Que é uma equação cúbica em σ que pode ser escrita como:

$$\sigma^3 - I_1 \sigma^2 + I_2 \sigma - I_3 = 0 \quad (16)$$

onde I_1, I_2 e I_3 são escalares independentes do sistema de coordenadas em que as componentes de tensões são expressas, são chamados de invariantes e expressos como:

$$I_1 = \sigma_{ii} \quad (17)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} (\sigma_{ii} \sigma_{jj} - \sigma_{ij} \sigma_{ij}) \quad (18)$$

$$I_3 = \frac{1}{6} \epsilon_{ijk} \epsilon_{pqr} \sigma_{ip} \sigma_{jq} \sigma_{kr} \quad (19)$$

Devido a simetria do tensor tensões, existem três raízes reais (σ_1, σ_2 e σ_3), chamadas de tensões principais da Equação (14). Uma direção principal esta associada com cada tensão principal satisfazendo a Equação (13) e $n_i n_i = 1$. As três direções principais associadas com os planos principais são ortogonais entre si. As tensões principais correspondem à máxima, intermediária e mínima tensões normais em um ponto. Além disso, a máxima tensão cortante nesse ponto é igual à metade da diferença entre as tensões principais máxima e mínima e atua em um plano a 45 graus da direção dessas tensões.

2.2 Problemas Não-lineares na Mecânica dos Sólidos

Na seção 2.1 foi apresentado um resumo da formulação empregada na solução de problemas na mecânica dos sólidos. A partir das considerações que o sólido estudado fosse elástico linear e homogêneo e as deformações aplicadas suficientemente pequenas, foram realizadas algumas simplificações nas equações para tornar o problema linear, o que realmente pode ser empregado em diversos problemas dessa natureza. Porém em casos onde as deformações sejam grandes ou ocorra variação nas propriedades do material (como no caso de

um estudo de impacto, por exemplo) é necessário utilizar conceitos de não-linearidade na mecânica dos sólidos.

Um problema estrutural é considerado não-linear se a matriz de rigidez ou o vetor de cargas é dependente dos deslocamentos. Em problemas estruturais as não-linearidades podem ser divididas em dois grandes grupos, não-linearidade geométrica e do material. Não-linearidade do material representa a alteração das propriedades desse material quando deformado, e para o caso dos aços, a não-linearidade do material que ocorre e será descrita com maior detalhe é a plasticidade. Não-linearidade geométrica é associada a mudanças significativas da configuração indeformada para a configuração deformada da estrutura estudada, isto é, ocorrência de grandes deformações.

Em problemas lineares, pode-se partir da configuração indeformada diretamente para a deformada final, não sendo importante o caminho da deformação. Já em problemas não-lineares o caminho da deformação, isto é, a maneira como a estrutura se deforma até atingir sua configuração deformada final deve ser determinada, para isso uma formulação em taxas para as relações constitutivas é empregada.

2.2.1 Não-linearidade do Material: Plasticidade

Conforme demonstrado na Equação (7), sólidos elásticos lineares homogêneos obedecem a Lei de Hooke, isto é, o tensor de tensão é linearmente proporcional ao tensor deformação. Este comportamento é válido até as tensões atingirem um valor limite chamado de tensão de escoamento (σ_{esc}). Depois de atingida a tensão de escoamento o material começa a plastificar, isto é, sofre deformações irreversíveis. Devido a este comportamento os metais são chamados de materiais elasto-plásticos.

A deformação total (ε) que um corpo sofre pode ser definida como a soma das deformações elástica (ε^e) e plástica (ε^p):

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^p \quad (20)$$

Se o nível de tensões é tal que não ocorra plastificação, então a deformação plástica é igual a zero. Quando ocorre plastificação, a deformação plástica é considerada incompressível, conseqüentemente não é necessário fazer distinção entre deformação plástica e sua parcela desviadora:

$$\varepsilon_{ii}^p = 0 \quad (21)$$

Para definir matematicamente o comportamento elasto-plástico devem-se definir três parâmetros fundamentais: critério de escoamento, regra de fluxo e regra de endurecimento.

O critério de escoamento é necessário para determinar quando o material sai da faixa elástica linear e está plastificando. Para materiais isotrópicos o comportamento do critério de escoamento deve ser uma função isotrópica das tensões:

$$f = f(I_1, I_2, I_3) \quad (22)$$

onde I_i são os invariantes das tensões da Equação (16).

Testes experimentais indicam que a plastificação da maioria dos metais não é influenciada pela pressão hidrostática:

$$p = \frac{\sigma_{ii}}{3} = \frac{I_1}{3} \quad (23)$$

Nesses casos o critério de escoamento é independente do primeiro invariante de tensões e depende exclusivamente das tensões desviadoras s_{ij} :

$$f = f(J_2, J_3) \quad (24)$$

onde

$$J_2 = \frac{1}{2} s_{ij} s_{ij} \quad (25)$$

$$J_3 = \frac{1}{3} s_{ij} s_{ik} s_{jk} \quad (26)$$

são o segundo e terceiro invariante do tensor de tensões desviadoras.

O critério de escoamento pode ser representado graficamente como uma superfície no espaço Euclidiano das tensões. O estado de tensões pode estar dentro da superfície de escoamento ($f < 0$), o que significa que o material tem comportamento elástico linear, ou estar sobre a superfície de escoamento ($f = 0$), o que significa que o material está plastificando.

Um dos critérios de escoamento mais utilizado é o de von Mises [von Mises, 1913], que pode ser representado pela função:

$$f = J_2 - k^2 \quad (27)$$

onde k depende do histórico das deformações para um material com endurecimento e assume valor constante para um material perfeitamente plástico (maiores detalhes na seqüência).

Em termos das tensões principais a superfície de escoamento de von Mises é definida:

$$f = \frac{1}{6} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] - k^2 = 0 \quad (28)$$

onde

$$k = \frac{\sigma_{esc}}{\sqrt{3}} \quad (29)$$

Assim, a superfície de escoamento de von Mises pode ser representada graficamente por um cilindro de raio $\sqrt{2/3} \sigma_{esc}$ centrado no eixo hidrostático.

O segundo parâmetro fundamental para definição de um comportamento elasto-plástico é a regra de fluxo, que determina a direção da deformação plástica e é definida como [Criesfield, 1988]:

$$\varepsilon^p = \lambda \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right) \quad (30)$$

onde λ é um escalar positivo referido como multiplicador plástico e Q é a função potencial plástica. Normalmente Q é considerada a própria função que caracteriza o critério de escoamento (f), assim a regra de fluxo é considerada associada e as deformações plásticas têm direção normal à superfície de escoamento.

Os metais podem ser divididos em materiais elasto-plástico perfeitos, que não sofrem endurecimento após o escoamento e os materiais elasto-plásticos com encruamento (podendo apresentar endurecimento linear e não-linear):

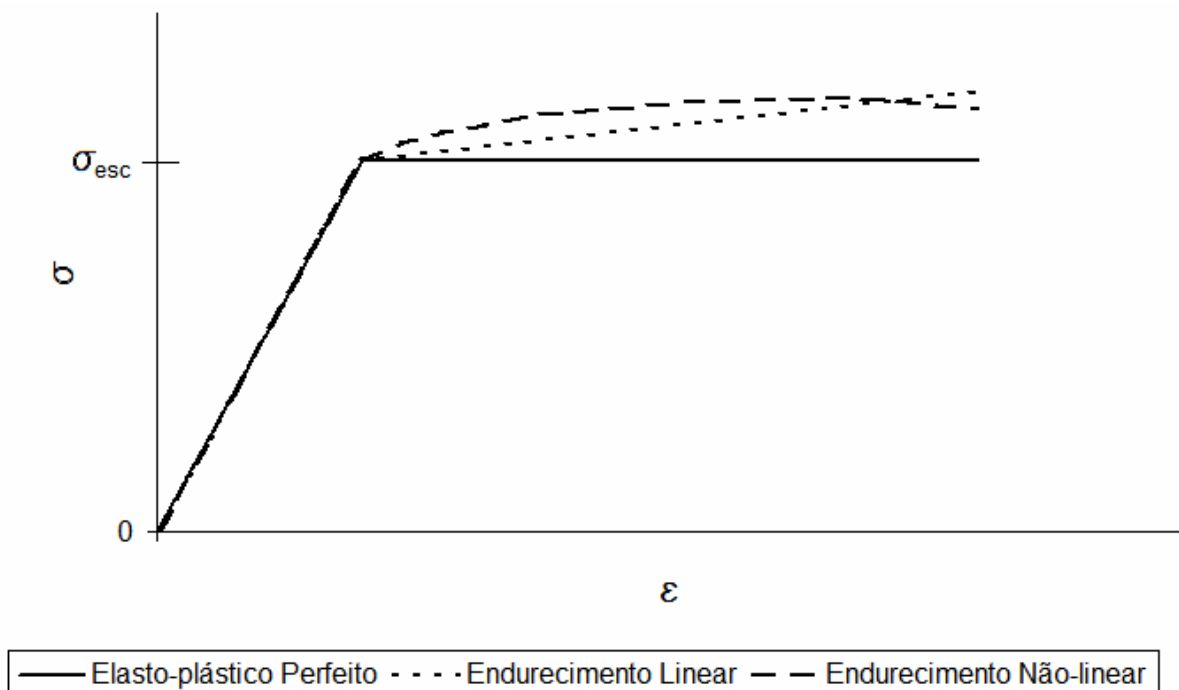


Figura 2.3: Curvas tensão_xdeformação típicas de materiais elasto-plásticos.

A regra de endurecimento descreve a mudança na superfície de escoamento durante a plastificação do material, determinando assim as condições para a deformação subsequente. Considerando a possibilidade de reversão da carga, os dois modelos mais utilizados serão apresentados: material com endurecimento isotrópico e com endurecimento cinemático. No endurecimento isotrópico a superfície de escoamento permanece centrada na sua origem inicial e aumenta seu diâmetro conforme as deformações plásticas se desenvolvem (Figura 2.4(a)). No endurecimento cinemático considera-se que o tamanho da superfície de escoamento permanece constante e a superfície translada no espaço das tensões com o desenvolvimento das deformações plásticas (Figura 2.4(b)), esse fenômeno é conhecido como efeito Bauschinger e é causado pela heterogeneidade do material. Em alguns casos ambos comportamentos ocorrem simultaneamente.

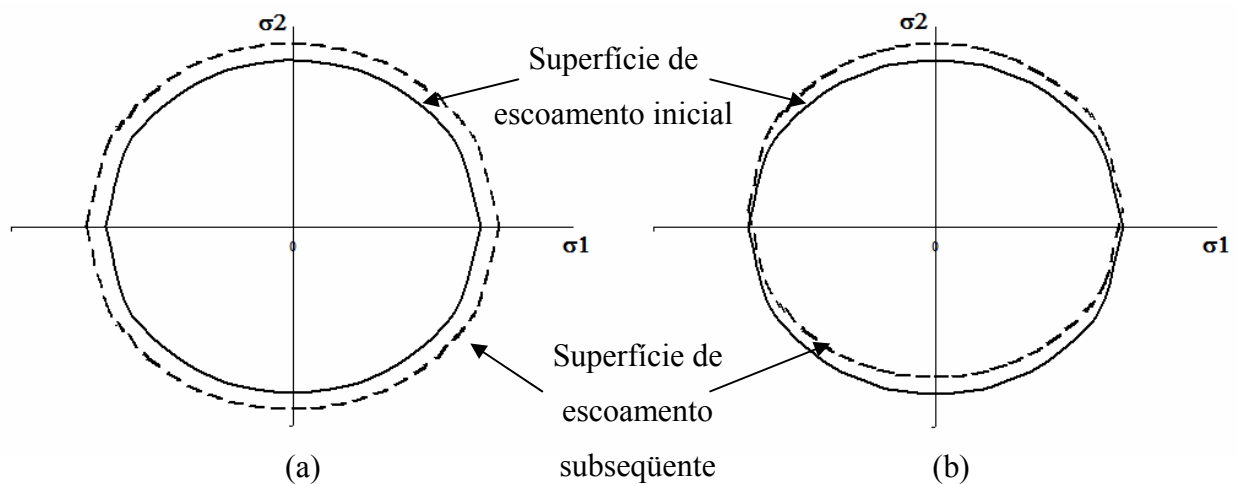


Figura 2.4: (a) Material com endurecimento isotrópico e (b) com endurecimento cinemático.

Quando se considera plasticidade as tensões são calculadas incrementalmente através de uma formulação de taxas, pois como pode ser visto na Equação (31) o novo estado de tensões depende das tensões do passo anterior. As tensões podem ser calculadas através da relação elástica, assim tem-se:

$$d\sigma = C d\varepsilon^e = C(d\varepsilon - d\varepsilon^p) = C\left(d\varepsilon - d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma}\right) \quad (31)$$

Quando se está integrando esta formulação de taxas e as tensões ultrapassam a tensão de escoamento, isto é, f atinge um valor maior que zero, o material plastifica e as tensões ficam fora da superfície de escoamento. Como isto é fisicamente impossível é necessário aplicar um processo de retorno das tensões para sobre a superfície ($f = 0$). Para isso se utiliza um corretor plástico que funciona como uma relaxação das tensões devido à deformação plástica. O método mais empregado nos softwares comerciais é o método do retorno radial, que consiste na

aplicação de um fator de escala sobre as tensões fazendo com que estas retornem para a superfície de escoamento. Esta formulação pode ser vista com detalhe em Krieg [1977].

2.2.2 Não-linearidade Geométrica

Os três postulados fundamentais que devem ser satisfeitos nas leis constitutivas empregadas em fenômenos mecânicos são:

1. Princípio do determinismo – a tensão de um corpo é determinada pela história de movimentos prévios do corpo.
2. Princípio da ação local – na determinação da tensão numa dada partícula, o que acontece longe da vizinhança da partícula pode ser desconsiderado.
3. Princípio da indiferença referencial ou princípio da objetividade – relações constitutivas devem ser invariantes em mudanças do sistema de referência.

Tensores que possuem indiferença referencial são denominados tensores objetivos, e para isso devem transformar-se da seguinte maneira:

$$T^* = Q T Q^T \quad (32)$$

onde Q é uma matriz ortogonal e T* e T representam T em diferentes sistemas de referência.

O tensor deformações apresentado na Equação (2) é utilizado somente em pequenas deformações porque não apresenta indiferença referencial, isto é, este tensor não é capaz de considerar rotações rígidas, conseqüentemente desobedece a Equação (32).

Sendo assim, a taxa de tensão de Cauchy, apresentada na Equação (31), é também uma grandeza não objetiva e não pode ser utilizada nas relações constitutivas em grandes deformações. Para grandes deformações são utilizadas taxas de tensão que obedecem ao axioma da objetividade, e algumas delas serão apresentadas, porém antes disso, é importante definir o gradiente espacial de velocidade L:

$$L = \frac{\partial \dot{x}}{\partial x} = \frac{\partial \dot{x}}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \dot{F} F^{-1} \quad (33)$$

onde \dot{x} é a velocidade de um ponto (é necessário aqui empregar formulação em taxas), x são as coordenadas instantâneas (Eulerianas), X são as coordenadas de referência (Lagrangeanas) e F é o gradiente de deformação.

Desenvolvendo a Equação (33), pode-se demonstrar que o gradiente de velocidade (L) é composto de uma parte simétrica, também chamada de tensor velocidade de deformação (D) e outra parte anti-simétrica, chamada de velocidade de rotação ou spin (W):

$$L = \frac{1}{2}(L + L^T) + \frac{1}{2}(L - L^T) = D + W \quad (34)$$

Visto esses tensores pode-se partir para a definição das taxas de tensão utilizadas comumente. As duas primeiras apresentadas são a Taxa de Lie ($d\sigma^L$) e a Taxa de Coter-Rivlin ($d\sigma^{CR}$) [Gurtin, 1981]:

$$d\sigma^L = d\sigma - L\sigma - \sigma L^T \quad (35)$$

$$d\sigma^{CR} = d\sigma + L^T\sigma + \sigma L \quad (36)$$

Existem também as taxas corrotacionais, que são definidas quando a transformação considerada é uma matriz ortogonal de rotação qualquer. A partir da Taxa de Lie na Equação (35) é possível determinar a formulação genérica da taxa corrotacional ($d\sigma^C$):

$$d\sigma^C = d\sigma - \omega\sigma + \sigma\omega \quad (37)$$

onde ω é uma matriz anti-simétrica que mede velocidade de rotação.

A taxa corrotacional mais empregada em softwares comerciais (Ansys/Ls-Dyna [2007], por exemplo) é a Taxa Co-rotacional de Jaumann ($d\sigma^J$), que considera $\omega=W$:

$$d\sigma^J = d\sigma - W\sigma + \sigma W \quad (38)$$

Para ser possível empregar uma relação constitutiva em grandes deformações, os seus termos devem respeitar o princípio da objetividade, fica assim impossibilitada a utilização de grandezas não objetivas também nas relações constitutivas. Então as relações constitutivas em grandes deformações podem ser definidas de duas formas. A primeira é em termos de grandezas objetivas, similar à Equação (31). A segunda é em termos de grandezas co-rotacionais:

$$d\sigma^C = C^C(\sigma^C)d\varepsilon^C \quad (39)$$

onde $d\sigma^C$ é uma taxa corrotacional, $C^C(\sigma^C)$ é a relação constitutiva, definida em função das tensões corrotacionais e $d\varepsilon^C$ é a taxa de deformação co-rotacional.

A vantagem de empregar as relações constitutivas em termos co-rotacionais fica clara pelo fato da taxa de tensão ser uma simples derivada temporal de Cauchy, nos eixos co-rotacionais, diferentemente de utilizar as relações constitutivas em termos objetivos, onde aparece a derivada de Lie da tensão de Cauchy, que assume formas complexas.

2.3 Método dos Elementos Finitos (MEF)

Os fenômenos da natureza podem ser descritos utilizando as leis da física, as quais são expressas através de equações algébricas, diferenciais ou integrais onde são relacionadas as variáveis de interesse.

Definir as equações que governam alguns problemas é relativamente fácil através de métodos de análise exatos. Porém em casos mais complexos é impossível determinar estas equações, devido principalmente à dificuldade na definição das condições de contorno. Tendo em vista esta dificuldade, é necessário utilizar os métodos de análise aproximados, isto é, métodos numéricos genéricos para solucionar estas equações matemáticas que descrevem os fenômenos físicos em engenharia. Atualmente o Método dos Elementos Finitos (MEF) é largamente usado nas indústrias mecânica, naval, aeronáutica, civil e elétrica, porém outros métodos também são utilizados para este objetivo, dentre os quais pode-se citar o Método dos Elementos Discretos, Método dos Elementos de Contorno e métodos híbridos, que combinam os métodos para aproveitar as vantagens de cada um. O método de interesse e será abordado com maior detalhe neste trabalho é o MEF.

O MEF consiste, basicamente, em dividir o corpo estudado em elementos, cada elemento possui nós em seu contorno que são conectados com os nós dos elementos subsequentes, sendo que os deslocamentos dos nós são as incógnitas do problema. Um conjunto de funções, denominadas funções de interpolação, estabelece a relação entre os deslocamentos no interior dos elementos e seus deslocamentos nodais. Calculados os deslocamentos é possível determinar as deformações (derivada primeira dos deslocamentos) e então, utilizando as relações constitutivas é possível obter as tensões no corpo [Zienkiewicz, 1977]. Quanto menor o tamanho dos elementos melhor será a solução calculada, isto é, mais próxima ela estará da solução exata. Porém em contrapartida, quanto menor o elemento maior será o número de graus de liberdade do modelo e maior será o custo computacional e o tempo necessário para chegar na solução.

Quando se transforma um fenômeno físico real em um modelo numérico teórico são feitas diversas simplificações para possibilitar a solução matemática, as quais, introduzem erros na solução. A magnitude desses erros é administrada pelo engenheiro que está realizando a análise, por isso a necessidade de entender o método e suas considerações antes de realizar um estudo desse tipo e saber o quando as simplificações vão influenciar nos resultados. Este método permite simular a maior parte dos fenômenos físicos em engenharia de forma genérica, com poucas hipóteses simplificadoras.

As equações matemáticas que expressam o modelo teórico são classificadas em dois tipos: equações diferenciais e integrais. As equações diferenciais, também chamadas formulação forte do problema estudado, são formadas em geral por expressões onde aparecem derivadas das variáveis de interesse. As equações de equilíbrio no caso de um sistema estrutural é um exemplo deste tipo de equações. As equações integrais, também chamadas formulação fraca do problema, são formadas em geral por equações onde aparecem integrais das variáveis envolvidas no estudo. As equações resultantes da aplicação do princípio dos trabalhos virtuais é um exemplo deste tipo de equações.

2.3.1 MEF aplicado em Problemas Não-lineares

Quando se pretende resolver problemas não-lineares como descrito na seções 2.2.1 e 2.2.2, através do MEF, utiliza-se a formulação de taxas, para isso deve-se iniciar cada novo passo determinando a configuração deformada do corpo estudado aproximada, e para concluir se essa configuração é realmente a configuração que o corpo irá obter após aplicação do carregamento é preciso determinar se o corpo está em equilíbrio. O problema do equilíbrio em análises não-lineares será discutido nesta seção.

A maneira de resolver as equações de equilíbrio não-lineares é dividi-las em várias etapas (passos) lineares através de processos de linearização das equações do problema. Então, um problema não-linear é solucionado como vários problemas lineares resolvidos cada um dentro de um passo. Dito isso, é possível concluir que da mesma maneira que em problemas lineares, os problemas não-lineares são resolvidos substituindo o conjunto de equações diferenciais que caracterizam o equilíbrio por equações integrais através da aplicação do Princípio dos Trabalhos Virtuais (PTV) [Cook, Malkus e Plesha, 1974]. O PTV pode ser formulado de diversas maneiras, como o foco deste trabalho é a solução de problemas mecânicos será utilizada a formulação lagrangeana, que é definida em termos da configuração indeformada do corpo.

Para obter o equilíbrio no problema, isto é, para o problema convergir, é aplicado o PTV para cada elemento finito e a soma das integrais sobre cada elemento deve ser igual ao valor da integral sobre o corpo inteiro.

Como já foi mencionado, é necessário estimar a configuração deformada final do corpo no início de cada passo, e como nos casos não-lineares se tem mais de uma solução possível, é necessário evitar uma solução impossível fisicamente. Para estimar essa configuração deformada são empregados métodos de linearização das equações não-lineares do problema. Existem vários métodos para isso, softwares que utilizam métodos implícitos como o Ansys [2007], normalmente utilizam o método de Newton-Raphson [Bathe, 1996]. Este método consiste em

realizar uma expansão em série de Taylor das funções não-lineares e truncar os termos de mais alta ordem. A convergência do problema se dá minimizando a diferença (resíduo) entre a soma das forças internas (nodais) e a soma das forças externas (aplicadas sobre o corpo) até um valor considerado aceitável.

Como nesse trabalho serão estudados problemas não-lineares onde ocorrem efeitos dinâmicos significativos – simulação de problemas de impacto, tombamento – é necessária a consideração dos efeitos de inércia. Para isso, os métodos de cálculo mais utilizados são os Métodos de Integração Temporal Direta, ou simplesmente Métodos Diretos. O método utilizado pelo software comercial Ansys/Ls-Dyna [2007], software empregado para essas análises neste trabalho, é o Método Explícito das Diferenças Centrais. O assunto abordado resumidamente neste parágrafo será aprofundado ao longo deste capítulo.

Também é importante definir qual elemento utilizar em análises não-lineares, já que os softwares comerciais fornecem diversas opções. Em problemas não-lineares, ao contrário do que ocorre em análises lineares, são mais indicados os elementos com função de interpolação linear (baixa ordem), pois os elementos de mais alta ordem são muito sensíveis à deformação, tornando a solução numérica instável. Elementos isoparamétricos, isto é, elementos que utilizam as mesmas funções para interpolar a sua geometria e os seus deslocamentos, são os mais utilizados, tanto em análises lineares como não-lineares.

2.3.2 Solução de Problemas Dinâmicos

Problemas são considerados dinâmicos quando forças de inércia e de amortecimento não podem, em geral, ser desconsideradas. São problemas em que as estruturas estão sob a ação de excitações dinâmicas e as respostas obtidas também são funções do tempo. A forma mais simples de levar em conta as forças de amortecimento é considerá-las como função da velocidade (amortecimento viscoso). Sendo assim, trabalha-se com a equação do movimento na seguinte forma:

$$[m]\ddot{u} + [c]\dot{u} + [k]u = F_{ext} \quad (40)$$

onde $[m]$, $[c]$ e $[k]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez da estrutura, F_{ext} é o vetor de cargas externas aplicadas e \ddot{u} , \dot{u} e u são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento.

Em análises dinâmicas se resolvem as equações de equilíbrio estáticas no instante t , as quais incluem efeitos dependentes da aceleração nas forças de inércia e da velocidade nas forças de amortecimento. Vice-versa, em análises estáticas, as mesmas equações são resolvidas, porém efeitos de inércia e amortecimento são desconsiderados.

As matrizes de massa $[m]$ e de rigidez $[k]$ são razoavelmente simples de se determinar. Porém, a de amortecimento $[c]$ não é tão fácil de ser determinada na prática. Assim, uma simplificação comumente utilizada é considerar que $[c]$ é uma combinação linear das matrizes $[m]$ e $[k]$:

$$[c] = \alpha[m] + \beta[k] \quad (41)$$

onde α e β são coeficientes determinados experimentalmente.

Esta forma de se representar o amortecimento é conhecida como Amortecimento de Rayleigh e oferece vantagens matemáticas [Zienkiewicz, 1977]. Em forma mais geral pode-se expressar a Equação (40) como:

$$[m]\ddot{u} + F_i(t) = F_{ext}(t) \quad (42)$$

onde F_i são as forças internas do sistema incluídas as forças restitutivas (associadas à rigidez da estrutura) e as forças dissipativas (associadas à diferentes formas de dissipação de energia).

Para resolver a Equação (42) podem ser utilizados dois caminhos: o método de superposição modal aplicado em estruturas lineares e o método de integração direta aplicado em estruturas não-lineares, e por isso este último método será abordado com maior profundidade na Seção 2.3.3.

2.3.3 Integração Direta no Tempo

Na integração direta, as Equações de (40) são integradas usando um procedimento numérico passo-a-passo, desta forma, são mais facilmente tratadas as questões de não-linearidades e amortecimentos. Sendo este método baseado na determinação dos deslocamentos nodais em um dado instante ($t+\Delta t$), a partir do conhecimento dos deslocamentos dos instantes anteriores ($t-\Delta t$) e (t). O termo “direto” é utilizado porque não são realizadas alterações na forma das equações para a integração numérica.

Segundo Bathe [1996], a integração direta é basicamente baseada em duas idéias. A primeira é que equação de equilíbrio dinâmico (incluindo todos os efeitos de forças elásticas, inércia e de amortecimento) é satisfeita somente em alguns instantes discretos do intervalo que ocorre o fenômeno dinâmico, onde tais instantes estão separados por intervalos de tempo Δt . Ou seja, além de discretizar o corpo contínuo em uma malha de pontos, o fenômeno do tempo também é particionado. A segunda idéia na qual o método de integração direta se baseia é que, dentro de cada intervalo de tempo, portanto entre dois instantes consecutivos, é assumida uma lei

de variação para os deslocamentos, velocidades e acelerações nodais, conforme mostrado na Figura 2.5.

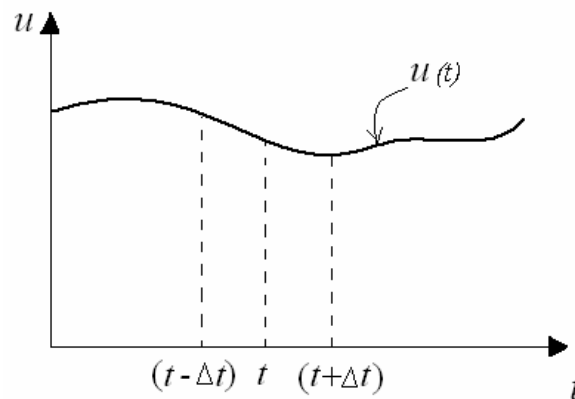


Figura 2.5: Esquema que ilustra a forma de proceder na integração numérica.

Para realizar a integração existem métodos que podem se classificar em implícitos e explícitos. Dentre alguns procedimentos utilizados para solucionar problemas de integração implicitamente se pode citar Houbolt, Wilson e Newmark [Bathe, 1996]. Este autor cita ser este esquema de cálculo também entendido como uma extensão do método de aceleração linear. O Método de Newmark é o método de integração numérica aplicado pelo software Ansys [2007].

Cada iteração da análise implícita requer a solução simultânea das equações para os elementos do problema [Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1995]. Sendo assim, o custo computacional aumenta muito com o número de graus de liberdade analisados. Hibbit, Karlsson & Sorensen [1995] também apresentam comparações entre análises implícitas e explícitas. A primeira delas relaciona o custo operacional, o qual se comporta conforme a Figura 2.6.

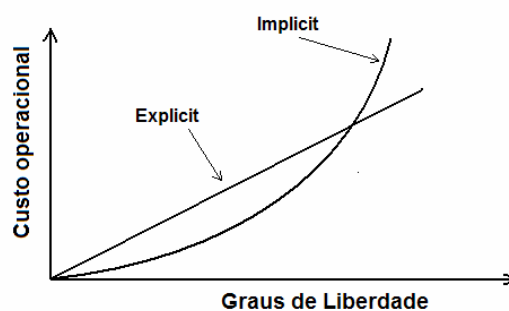


Figura 2.6: Comparação de custo operacional entre análise implícita e explícita [Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1995].

Também é importante destacar que a convergência não poder ser alcançada na forma implícita quando há descontinuidades significantes na solução. Em termos de visualização,

acontece quando alguns elementos ficam hipostáticos. Pode ser interpretado para este caso como uma desvantagem em relação à solução explícita, pois a análise apresenta um erro e não prossegue. Por esta razão, para resolver problemas que apresentam esta característica, como estruturas sob impacto, por exemplo, métodos de integração explícita são utilizados.

2.3.4 Análise Explícita: Método das Diferenças Centrais

O procedimento mais efetivo dentro das metodologias explícitas é o método das Diferenças Centrais, e este é o método utilizado pelo software Ansys/Is-Dyna [2007]. As acelerações e velocidades são calculadas no tempo t :

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t_{n+1/2}} (\dot{u}_{n+1/2} - \dot{u}_{n-1/2}) \quad (43)$$

$$\dot{u}_{n+1/2} = \frac{1}{\Delta t_{n+1}} (u_{n+1} - u_n) \quad (44)$$

onde o sub-índice identifica o passo de tempo: $n = t_n$; $n+1 = t_n + \Delta t$; $n+1/2 = (t_{n+1} - t_n)/2$

Para solucionar o problema substitui-se as Equações (43) e (44) na Equação (40). Desta forma, os deslocamentos calculados para o tempo $(t_n + \Delta t)$ são obtidos em função dos valores conhecidos no tempo t . É importante observar que a solução é montada utilizando a equação de equilíbrio no tempo t e, por este motivo, o procedimento de integração é chamado de explícito [Bathe, 1996]. Ainda como observação, nota-se que para tal esquema de integração a fatorização da matriz de rigidez na solução passo a passo não é requerida. Isto permite resolver problemas nos quais as matrizes de rigidez estejam mal condicionadas (estrutura hipostática).

Este método é condicionalmente estável, pois converge para intervalos de integração menores que um determinado valor crítico, sendo este aproximado no caso de sistemas lineares, pela seguinte expressão:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{\max}} = \frac{T_{\min}}{\pi} \quad (45)$$

onde ω_{\max} é a frequência circular natural mais alta e T_{\min} é o período de vibração mínimo.

É importante ressaltar que, devido ao incremento de tempo ser muito pequeno, é possível considerar:

$$\Delta t = \Delta t_{n+1} = \Delta t_{n+1/2} \quad (46)$$

Este procedimento é muito utilizado quando o problema estudado é altamente transiente, isto é, grandes deslocamentos e deformações em pequenos intervalos de tempo (impactos, explosões etc.), e quando não linearidades no comportamento do material são esperadas em

regiões localizadas. Neste caso seria necessário um intervalo de tempo de integração suficientemente pequeno para descrever o fenômeno estudado.

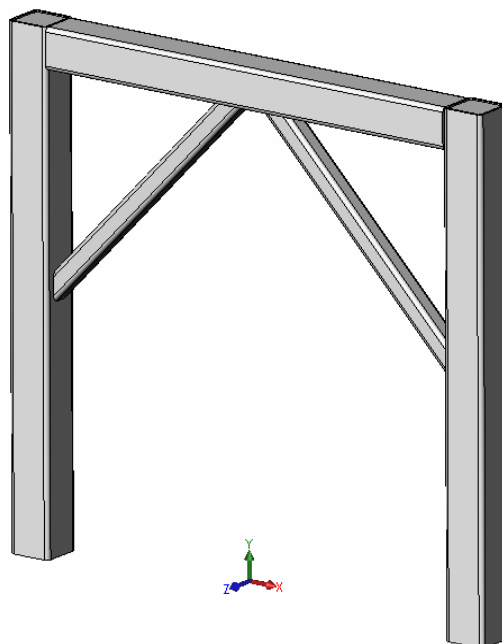
2.4 Exemplo de Aplicação dos Conceitos Apresentados

Com o intuito de aplicar os conceitos expostos até aqui de maneira simplificada antes de partir para análises mais complexas, um exemplo de estrutura tubular metálica será estudado sob diferentes considerações. Todos os exemplos desta seção serão realizados na mesma estrutura sob as mesmas condições, considerando os diferentes tipos de análises vistos. O resumo das considerações aplicadas nos quatro exemplos que serão apresentados inicialmente está apresentado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Considerações aplicadas nos exemplos.

Exemplos	Não-linearidade Geométrica	Não-linearidade Material	Estático	Dinâmico
1 – Linear	Não	Não	Sim	Não
2 – NLG	Sim	Não	Sim	Não
3 – NLGF	Sim	Sim	Sim	Não
4 – Explicit	Sim	Sim	Não	Sim

A estrutura utilizada nos exemplos é formada por tubos retangulares de aço soldados e tem as mesmas formas contrutivas das estruturas de ônibus que serão analisadas ao longo do trabalho. Porém esta é uma aplicação inicial simplificada com o objetivo de trabalhar com conceitos que serão utilizados posteriormente nas análises do veículo completo. A estrutura foi modelada utilizando o software SolidWorks [2006] e é mostrada, juntamente com seu desenho técnico de fabricação, na Figura 2.7.



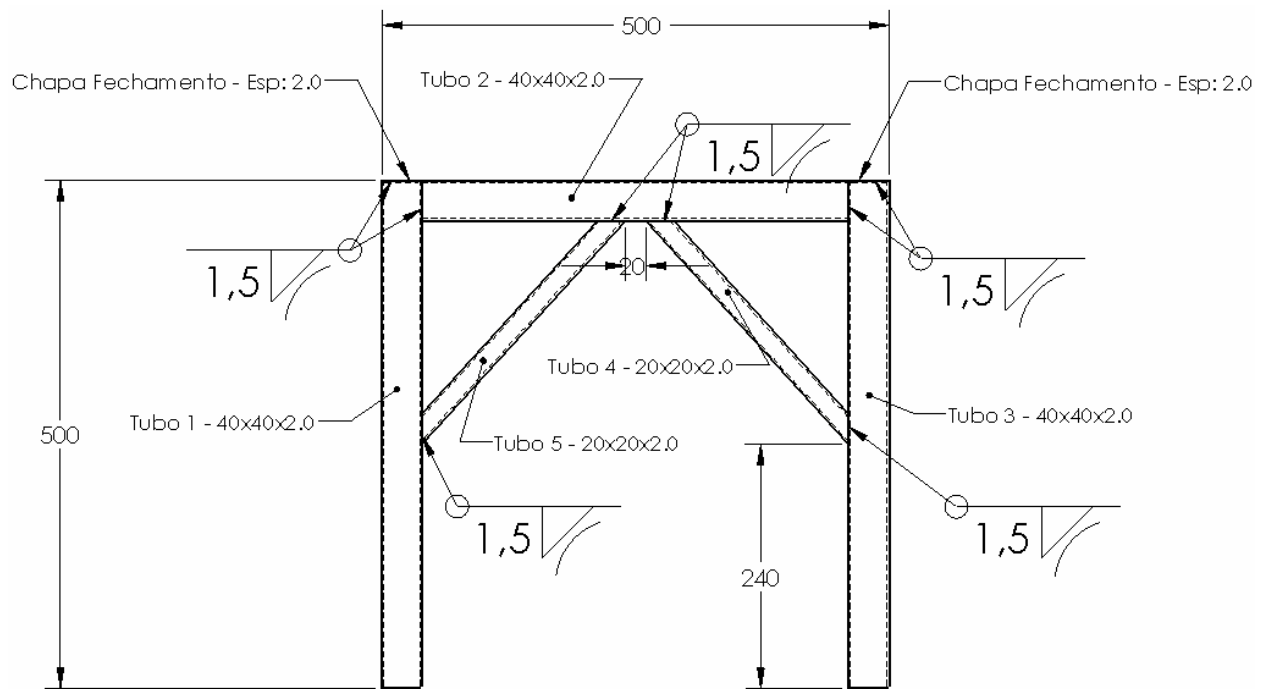


Figura 2.7: Estrutura tubular soldada utilizada nos modelos dos exemplos da seção 2.4.

A estrutura modelada no SolidWorks [2006] foi importada no Ansys [2007] e então gerada a malha que pode ser observada na Figura 2.8. Foram utilizados elementos de casca de 4 nós com 6 graus de liberdade em cada nó. Para os exemplos 1 até 3 foram utilizados elementos implícitos SHELL181 [Ansys, 2007], já no exemplo 4 elementos explícitos SHELL163 [Ansys/Ls-Dyna, 2007] foram usados. A estrutura é constituída por 6263 elementos formados por 6552 nós.

Foram aplicadas restrições em todos os graus de liberdade dos nós das extremidades inferiores dos tubos (Figura 2.8). Um deslocamento prescrito de 50mm na direção X positiva foi aplicado na seta da Figura 2.8.

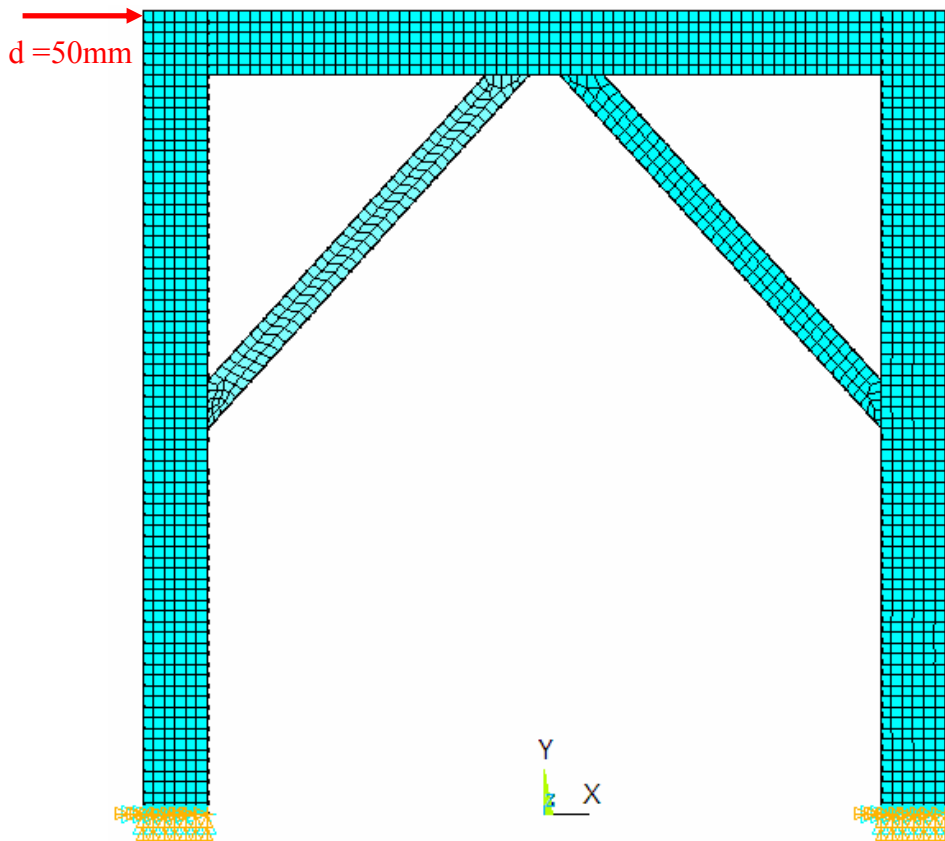


Figura 2.8: Modelo numérico de estrutura estudada.

O material considerado para os tubos foi o aço SAE 1008/1010, com as seguintes propriedades aplicadas em todos os exemplos:

- Módulo de Elasticidade: $E_L = 205 \times 10^9$ Pa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$
- Densidade: $\rho = 7850$ kg/m³

2.4.1 Exemplo 1 – Linear

Primeiramente se resolveu o problema considerando-o linear estático. Na Figura 2.9 é possível observar a distribuição de tensões de von Mises na estrutura. A partir do deslocamento aplicado de 50mm, um valor grande em comparação com as dimensões da estrutura, e dos altos valores de tensão de von Mises atingidos, é possível concluir que este problema na realidade é não-linear físico e geométrico, porém foi considerado linear inicialmente para mostrar as diferenças obtidas nos resultados após a consideração correta de cada teoria aplicável.

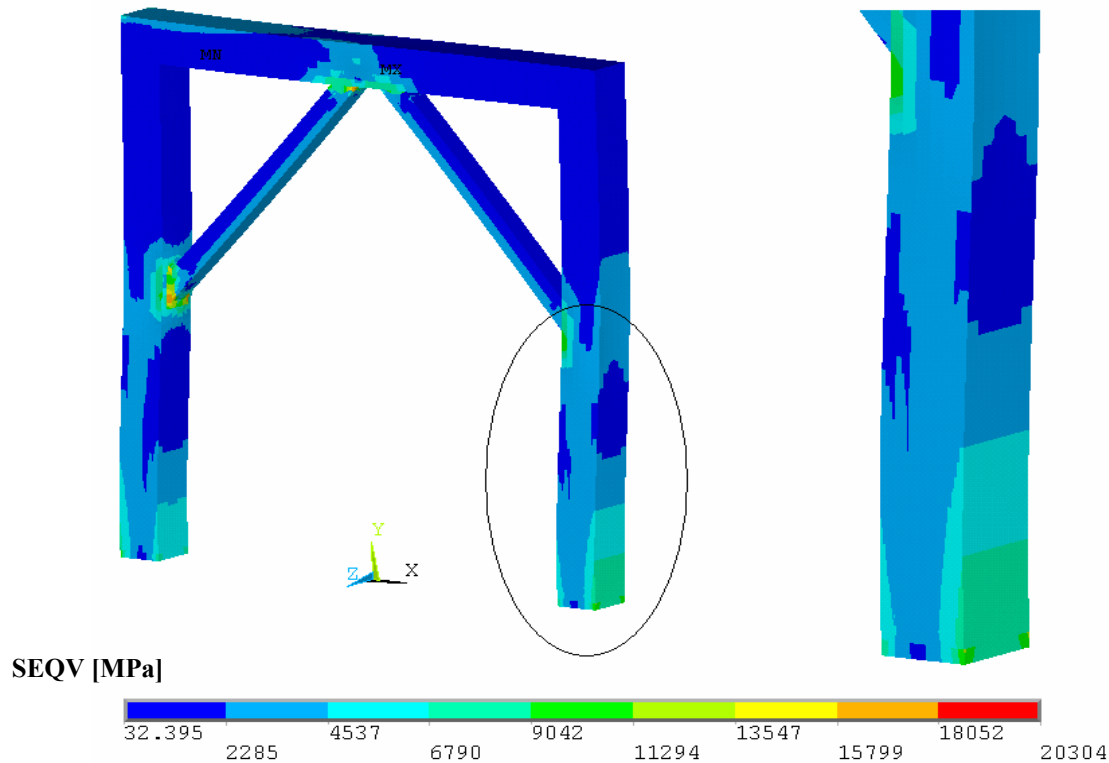


Figura 2.9: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 1.

2.4.2 Exemplo 2 – NLG

No exemplo 2 foi acionada a opção de não-linearidade geométrica (ver seção 2.2.2) do elemento SHELL181 [Ansys, 2007]. Para acionar esta opção no Ansys [2007] deve-se utilizar o comando “*NLGEOM,ON*”, que inclui os efeitos de grandes defleções (grandes rotações) e grandes deformações.

Na Figura 2.10 está apresentada a distribuição de tensões de von Mises na estrutura completa e um zoom na região próxima do engaste (mesmo ponto mostrado com detalhe na Figura 2.9). É possível observar uma grande diferença na maneira como a estrutura se deforma nos dois exemplos, principalmente na proximidade do engaste.

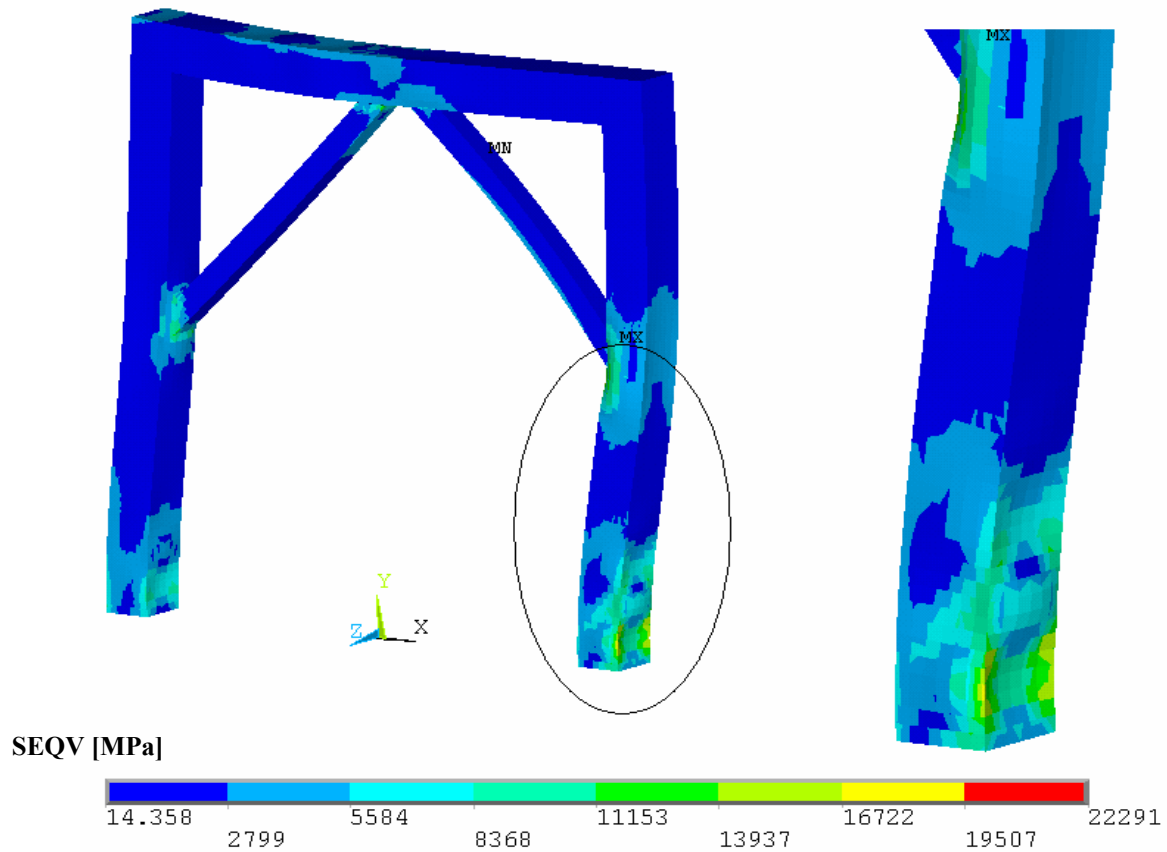


Figura 2.10: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 2.

2.4.3 Exemplo 3 – NLGF

No exemplo 3, além da não-linearidade geométrica considerada no exemplo 2, foi considerada também não-linearidade do material, no caso do aço, a plasticidade (ver seção 2.2.1).

O material agora foi considerado bilinear isotrópico com endurecimento. Para este material é necessário acrescentar mais dois parâmetros para definir suas propriedades. O primeiro parâmetro definido para aplicar a não-linearidade do material é o módulo de elasticidade tangente, que é a inclinação da reta tensão versus deformação após o escoamento e caracteriza o endurecimento do material quando está plastificando. O segundo parâmetro é a tensão de escoamento do material. A partir dessa tensão de escoamento, é aplicado o critério de von Mises [von Mises, 1913] para determinar o início da plastificação. Os valores desses parâmetros aplicados no modelo são:

- Módulo de Elasticidade Tangente: $E_{\text{tan}} = 20,5 \times 10^9 \text{ Pa}$
- Tensão de Escoamento: $\sigma_{\text{esc}} = 250 \times 10^6 \text{ Pa}$

Para considerar este material no Ansys [2007] deve-se utilizar o comando “*TB,BISO*” e depois acrescentar os valores das propriedades do material utilizando o comando “*TB,DATA*”.

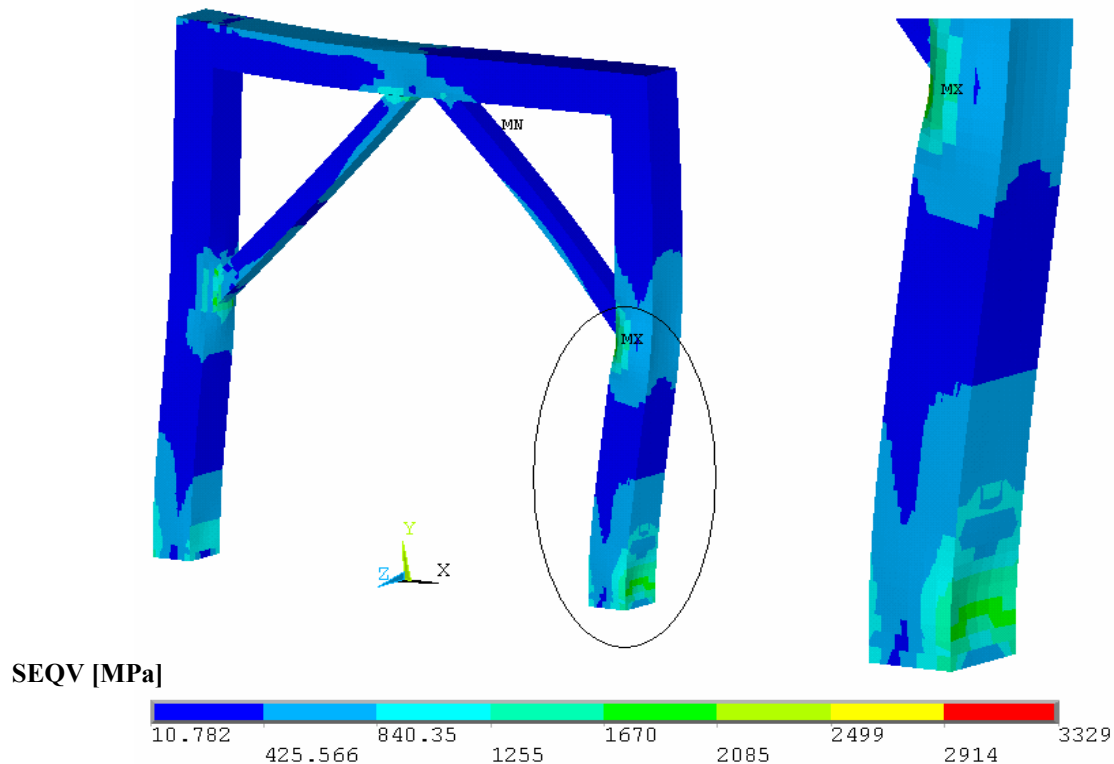


Figura 2.11: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 3.

Nesse caso também ocorre uma grande variação na deformação da estrutura, bem como na distribuição de tensões de von Mises da mesma. As tensões no exemplo 3 são bem inferiores às dos dois primeiros exemplos. Isto ocorre porque acionando a plastificação do material ocorre uma relaxação das tensões após o início do escoamento, gerando a configuração deformada da Figura 2.11 com uma distribuição de tensões de von Mises inferior. Os valores máximos de tensão de von Mises, já apresentados nas Figura 2.9 a Figura 2.11, estão resumidos na Tabela 2.2.

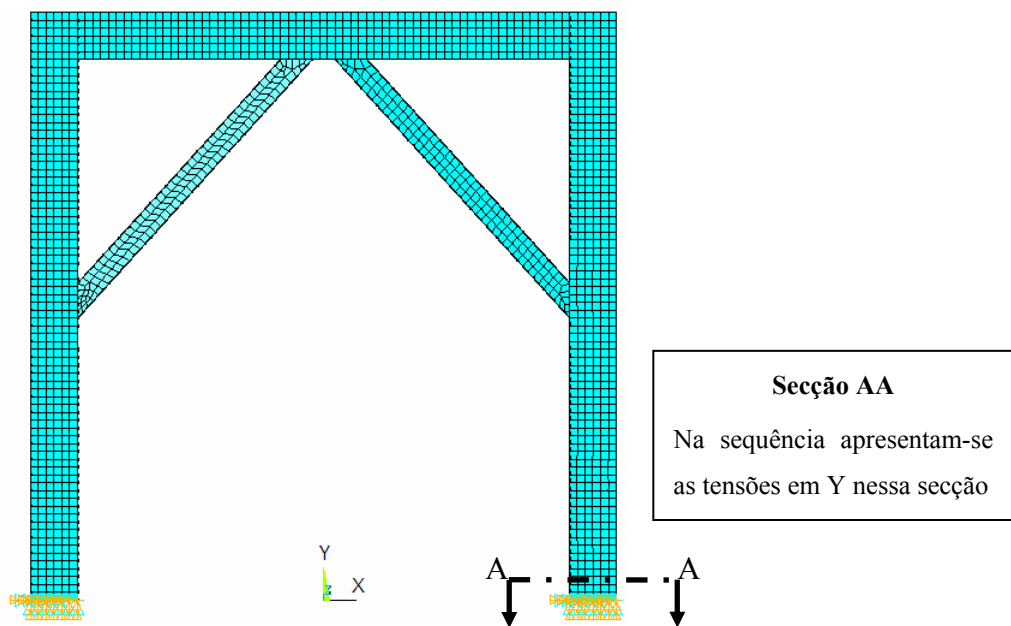
Tabela 2.2: Resumo das tensões de von Mises máximas nos três exemplos desenvolvidos.

<i>Tensões von Mises</i>	Exemplo 1 – Linear	Exemplo 2 – NLG	Exemplo 3 – NLGF
Tensão Máxima	20304 MPa	22291 MPa	3329 MPa
Relação ao Exemplo 3	6,1	6,7	1,0

Na Figura 2.12 estão plotadas as tensões em Y (S_y) obtidas em três diferentes momentos durante a aplicação da carga (30, 40 e 50mm) nos três exemplos realizados até aqui. A posição do corte que forma a secção AA, onde são apresentadas essas tensões, também é mostrada na Figura 2.12. Nota-se que a secção AA representa uma vista de topo da região próxima do engaste, região essa apresentada nos detalhes das Figura 2.9 a Figura 2.11.

Observando as legendas de cada exemplo na Figura 2.12 e comparando as tensões máximas e mínimas em cada um, se constata a grande diferença na concentração de tensões nos dois primeiros exemplos em relação ao exemplo 3. Como já foi mencionado, aplicando plasticidade ao material se tem a relaxação das tensões após o início da plastificação, por isso os níveis de tensões no exemplo 3 são inferiores.

É interessante identificar a redistribuição das tensões quando se considera plastificação do material analisando as forças de reação nos engastes onde é aplicado o deslocamento prescrito nos três exemplos. Na Figura 2.13 são apresentadas as curvas da força de reação no ponto de aplicação do deslocamento prescrito de 50mm (ver Figura 2.8), ao longo da aplicação desse deslocamento nos três exemplos. No exemplo 1 a força de reação é linear e atinge um valor total 6,4 vezes maior que no exemplo 3 para deslocar os 50mm. No exemplo 2 já se observa não-linearidade nessa curva, porém novamente a força de reação nos apoios é muito maior que a aplicada no exemplo 3 (força de reação 5,4 vezes maior que no exemplo 3 para deslocar os 50mm).



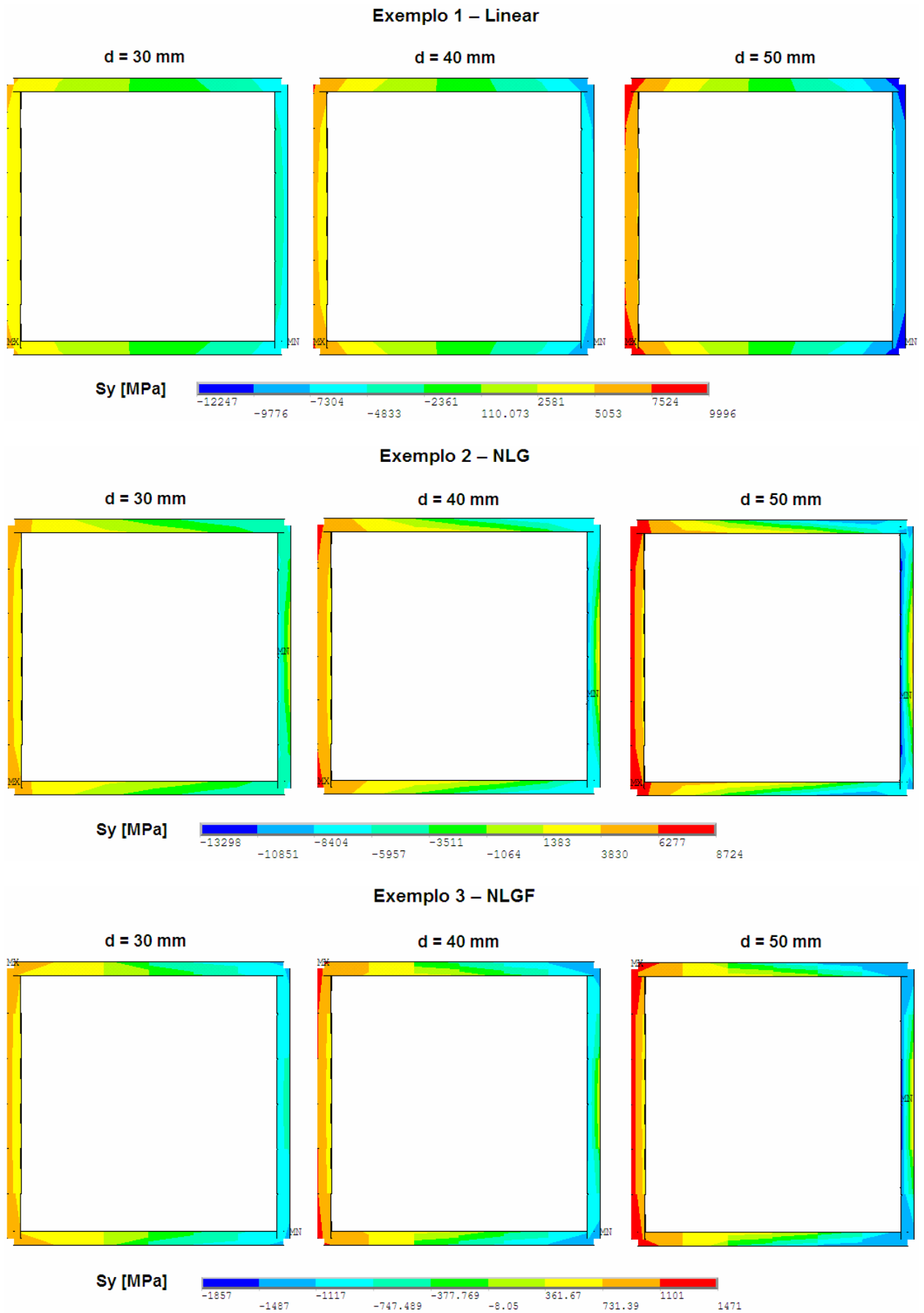


Figura 2.12: Tensão direção Y em secção próxima ao engaste (detalhe figuras anteriores).

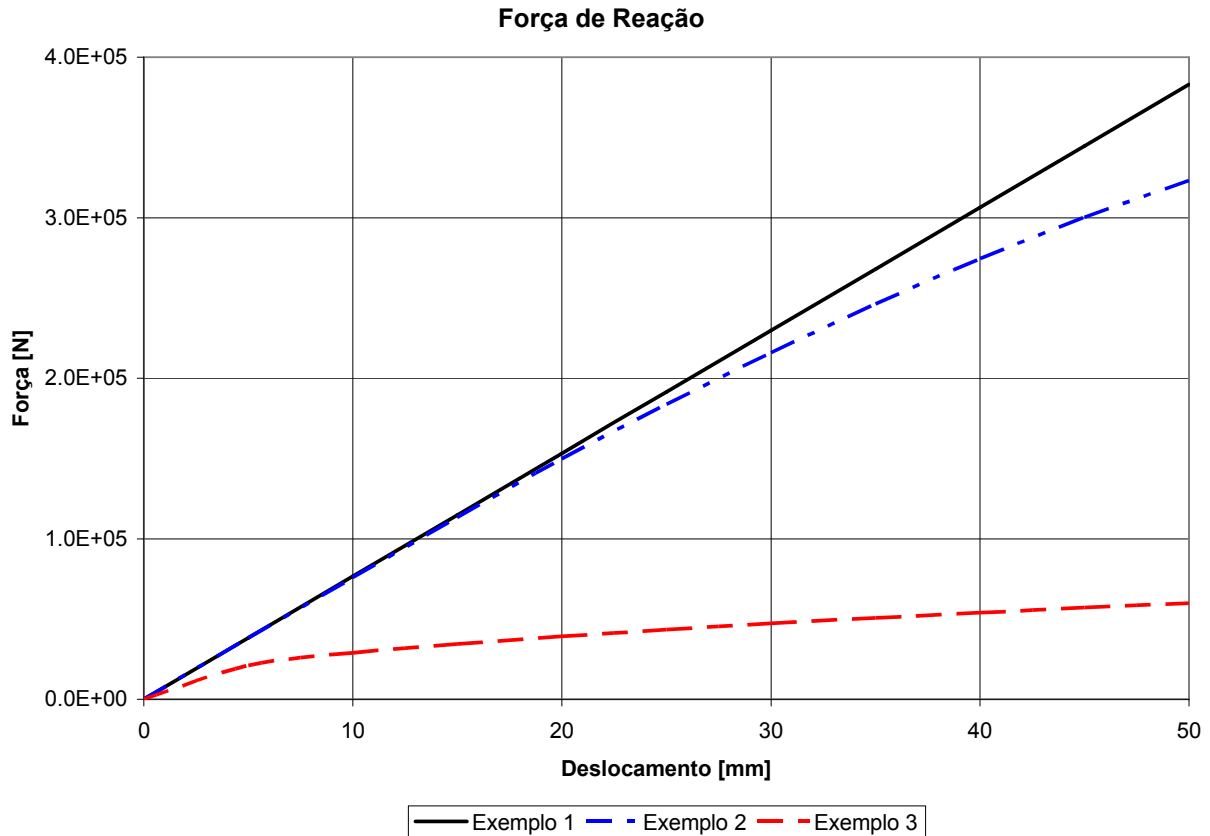


Figura 2.13: Gráfico da variação da força de reação nos apoios que aplicam o deslocamento prescrito durante a aplicação desse deslocamento.

2.4.4 Exemplo 4 – Análise Explícita

O exemplo 4 também considera não-linearidade geométrica e do material, porém esse exemplo é dinâmico (os três exemplos anteriores eram estáticos). Foi utilizado o software Ansys/Ls-Dyna [2007] para resolver este problema.

Agora, ao invés de aplicar o deslocamento prescrito diretamente nos nós da estrutura, foi adicionada uma superfície rígida ao modelo aplicando sobre ela o deslocamento prescrito (Figura 2.14). Nessa superfície rígida considera-se o contato com as faces da estrutura, isto é, haverá impacto da superfície rígida com a estrutura e isso causará o deslocamento.

O deslocamento prescrito aplicado na superfície é de 50mm na direção X positiva (igual aos exemplos anteriores), porém agora esse deslocamento é aplicado no tempo (exemplo dinâmico). Foram rodados dois casos sendo que no primeiro o deslocamento final foi atingido em 500ms e no segundo o mesmo deslocamento foi atingido em apenas 5ms.

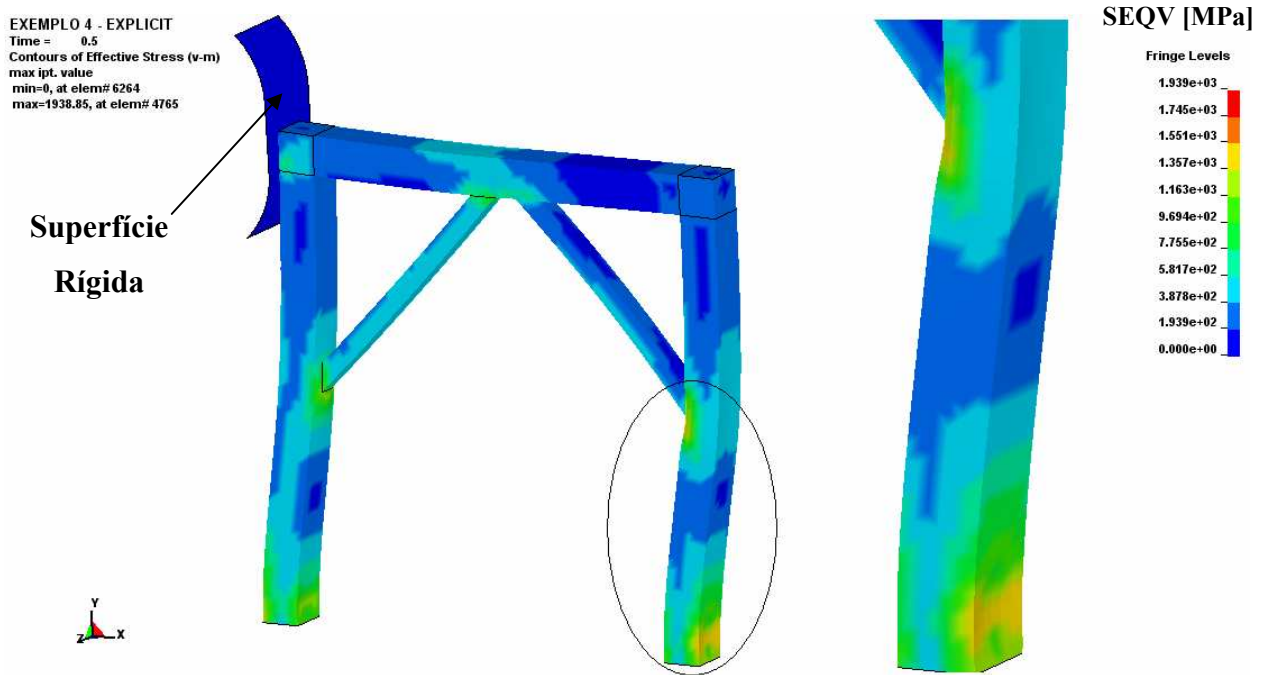


Figura 2.14: Distribuição de tensões de von Mises (em MPa) na estrutura do exemplo 4.

A deformação da estrutura foi muito similar ao exemplo 3 em ambas velocidades de aplicação do deslocamento (ver detalhe da Figura 2.14). Na Figura 2.15 se observa a variação da força de reação durante a aplicação do deslocamento prescrito nos exemplos 3, exemplo 4 – 500ms e exemplo 4 – 5ms (no exemplo 4 os valores são da força de reação na parede rígida).

A partir da análise do gráfico conclui-se que para a velocidade mais baixa (aplicação do deslocamento em 500ms) a força de reação é praticamente igual ao exemplo 3 (estático). Já quando se eleva a velocidade (aplicação do deslocamento em 5ms) o impacto causa oscilações na curva, formando um pico maior no instante do primeiro contato. Num período próximo aos 10mm de deslocamento a força de reação fica igual a zero, o que significa que a estrutura se afastou da parede rígida, perdendo o contato, devido à velocidade elevada do impacto. Depois disso a curva oscila em torno da curva estática, tendendo aos valores iguais ao exemplo 3 e exemplo 4 – 500ms, conforme a estrutura vai amortecendo as suas vibrações e se estabilizando.

Esse modelo simplificado foi desenvolvido para ilustrar os conceitos teóricos descritos até aqui. Nas análises mais complexas que serão apresentadas nos próximos capítulos, se detalhará com maior profundidade a metodologia utilizada para construir os modelos numéricos.

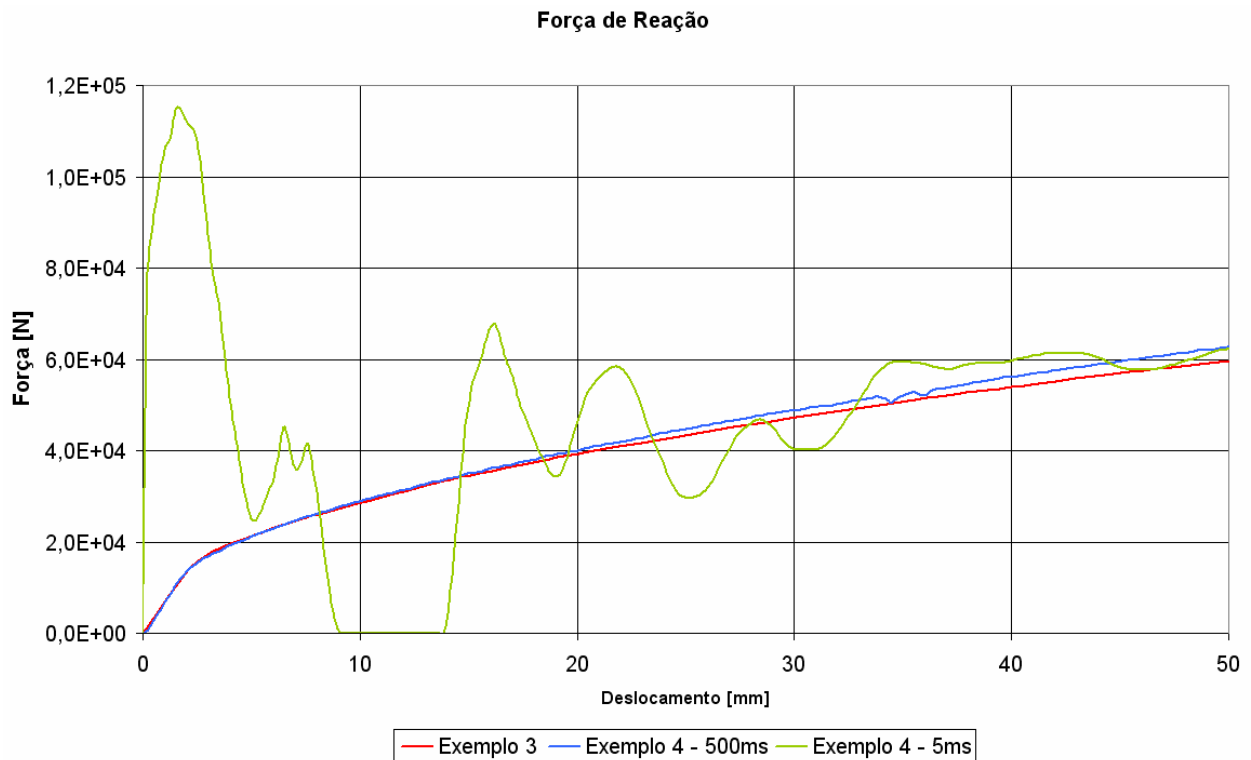


Figura 2.15: Gráfico da variação da força de reação ao longo do deslocamento aplicado.

2.5 Colapso de Tubos de Parede Fina sob Impacto

Uma estrutura formada por tubos de parede fina sob cargas de impacto tem maneiras características de se deformar até a falha. Determinar a maneira de falha que irá ocorrer em determinado evento é tarefa do engenheiro e de fundamental importância para o correto dimensionamento da estrutura estudada. O modo de falha determina a geometria que deve ser empregada na estrutura, forma de montagem e união dos componentes, materiais empregados entre outros, para que a maior quantidade de energia seja absorvida durante a deformação desta. Garantindo assim a integridade do usuário ou dos outros componentes que não devem ser atingidos durante o impacto.

Esta seção é destinada a apresentar os principais modos de falha em tubos de parede fina sob impacto e suas características, bem como discutir maneiras simplificadas de projetar componentes submetidos a estes tipos de falhas.

2.5.1 Formas de Colapso e Curvas Características

O modo de falha de elementos estruturais de parede fina durante um impacto pode ocorrer de duas formas: *crushing* (amassamento) e flexão [Hanza & Saitou, 2004]. O amassamento ocorre quando a carga principal sobre o membro está atuando na direção axial e excede a tensão de flambagem em alguma parte da estrutura do elemento. O elemento estrutural

então começa a se deformar mais rapidamente na direção axial enquanto sua resistência à deformação cai devido à deformação plástica do material e ao crescimento de imperfeições geométricas ou distorções. O colapso por flexão ocorre quando o momento fletor sobre o membro estrutural causa uma tensão sobre o lado comprimido da secção de parede fina que excede a tensão de flambagem.

Algumas curvas de resistência ao amassamento versus comprimento de amassamento e resistência à flexão versus ângulo de flexão (adimensionalizadas) para um tubo de secção transversal 50x50mm e diferentes espessuras são apresentadas na Figura 2.16. Nessa figura se observa que as curvas características da resistência à deformação para ambos (amassamento e flexão) têm a mesma forma geral. Esta forma é caracterizada por um rápido pico de resistência à deformação, o qual é seguido por uma queda até um patamar onde permanece estável.

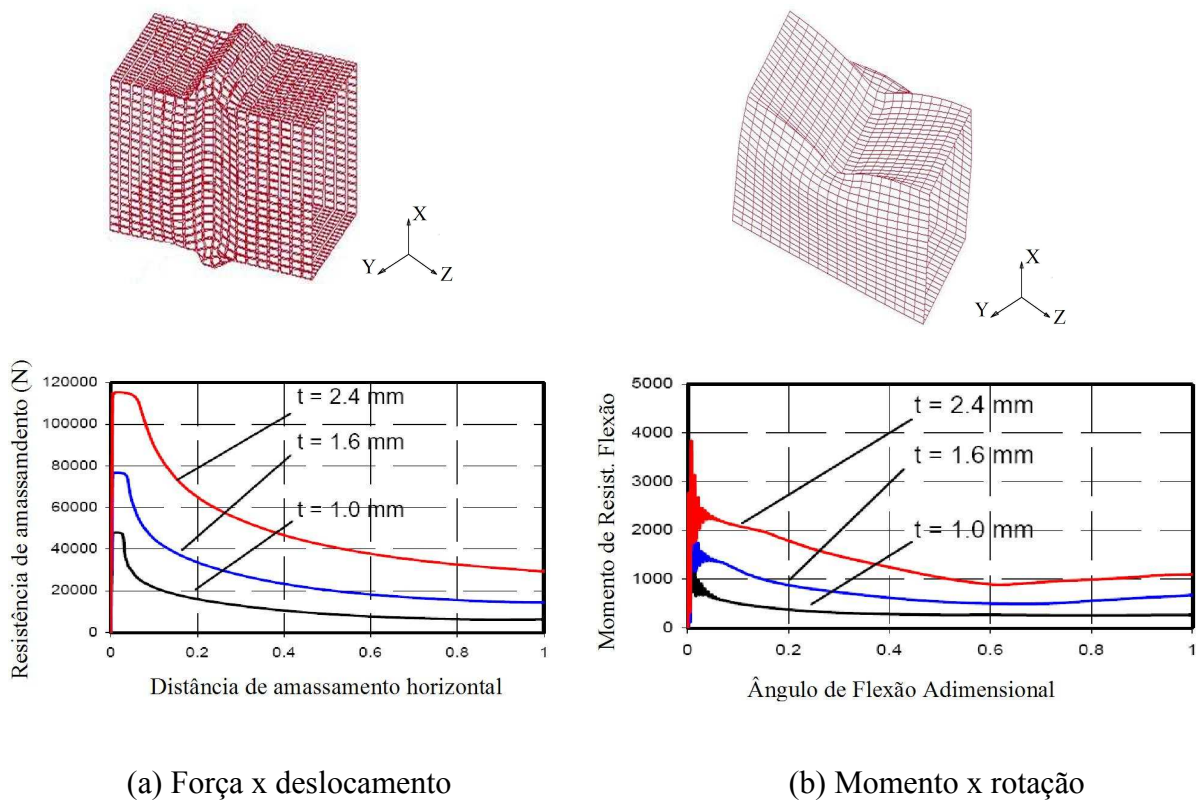


Figura 2.16: Tubo de secção quadrada 50x50mm, Hamza & Saitou [2004].

2.5.2 Modelos Simplificados de Análise

Com o intuito de elaborar uma metodologia simplificada para simulação do comportamento de estruturas sob impacto dedicada à utilização em estágios de início de projeto, bem como com objetivo de otimização estrutural, modelos analíticos têm sido desenvolvidos para obtenção de estimativas rápidas da resposta sob colapso de estruturas formadas por

elementos de parede fina. Segundo Kim & Wierzbicki [2001] o amassamento no local da falha pode ser modelado utilizando o conceito de “*superbeam element*”.

O conceito de “*superbeam element*” é basicamente uma extensão do conceito de rótula plástica generalizada. Tal rótula é caracterizada pelo seu comprimento de referência $2H$, o qual corresponde ao comprimento típico de uma onda de amassamento num processo de colapso progressivo. Um “*superbeam element*” pode ser considerado como uma simples mola, que tem as propriedades de colapso características da estrutura. Kim & Wierzbicki [2001] descrevem uma metodologia na qual a secção transversal é discretizada em quatro molas iguais (Figura 2.17 (a)), e tem as relações características de força e deslocamento mostradas na Figura 2.17 (b), onde ξ_y é a deformação específica de escoamento, ξ_{cr} é a deformação crítica e σ_0 é a tensão de escoamento.

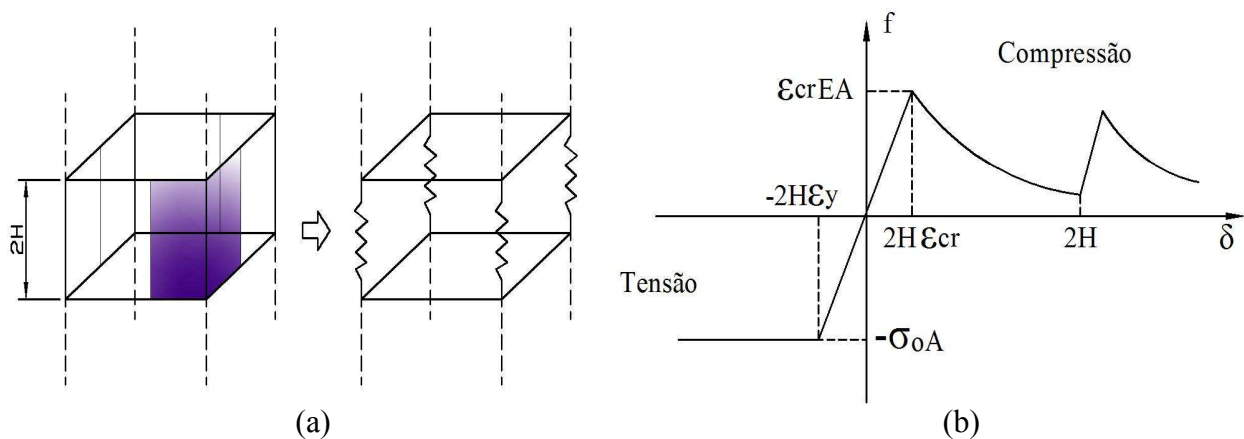


Figura 2.17: (a) *Superbeam element* e (b) Curva Força_xDeslocamento, Kim & Wierzbicki [2001].

A resposta ao amassamento para uma única dobra é descrita por células deformáveis de altura igual ao comprimento de uma onda de amassamento $2H$ (Figura 2.18). Duas células deformáveis separadas por uma viga de material elásto-plástico formam um superelemento denominado de “*superbeam element*” [Abramowicz, 2004]. Pode-se discretizar uma viga no limite como sendo formada somente por células deformáveis, sendo eliminada assim a viga intermediária, obtendo-se assim a discretização máxima permitida, função da altura $2H$ da célula e do comprimento do tubo a ser discretizado.

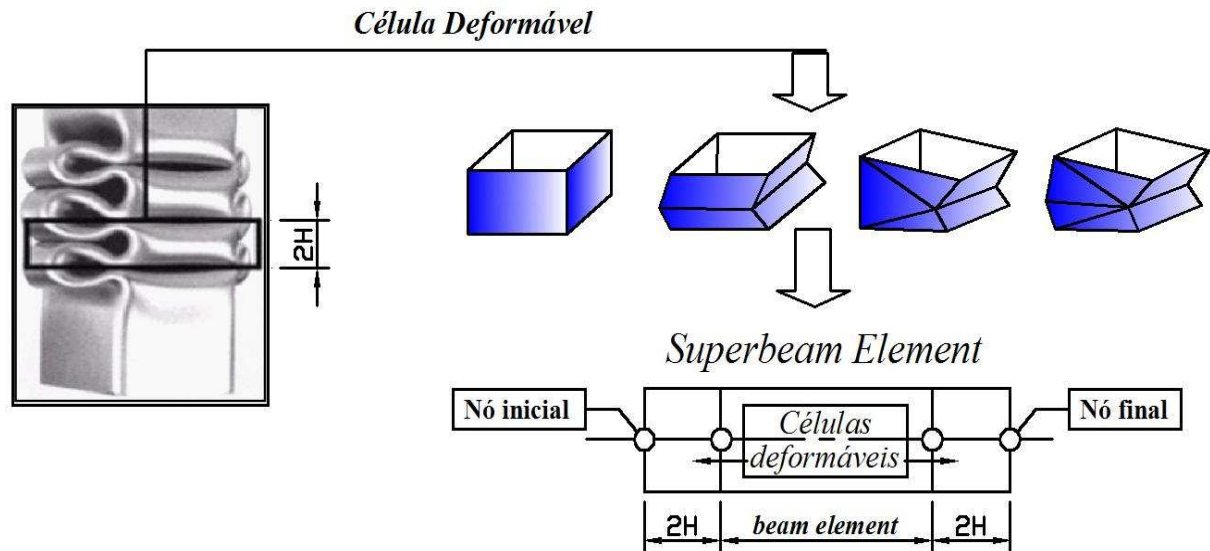


Figura 2.18: Conceito de *Superbeam element* [Abramowicz, 2004].

Ambrósio [2001] descreve o comportamento de sistemas multicorpo. Um sistema multicorpo é uma coleção de corpos rígidos ou flexíveis conectados por juntas cinemáticas (juntas esféricas, juntas translacionais, molas) como mostrado na Figura 2.19. Estes sistemas são complexos arranjos de subsistemas mecânicos e estruturais com diferentes propósitos de projeto e comportamento mecânico. Estruturas podem comportar-se como sistemas multicorpo devido a grandes rotações ou porque desenvolvem mecanismos de deformação definidos, como em aplicações de impacto.

Baseado em dinâmica de corpos rígidos um sistema de deformações pode ser descrito utilizando modelos de deformações substitutos como, por exemplo, elementos de mola-amortecedor. Para atender estes objetivos sistemas multicorpo tem sido utilizado, combinando vigas com juntas cinemáticas. A principal vantagem desta forma de proceder está no pequeno número de parâmetros requeridos para descrever o comportamento estrutural.

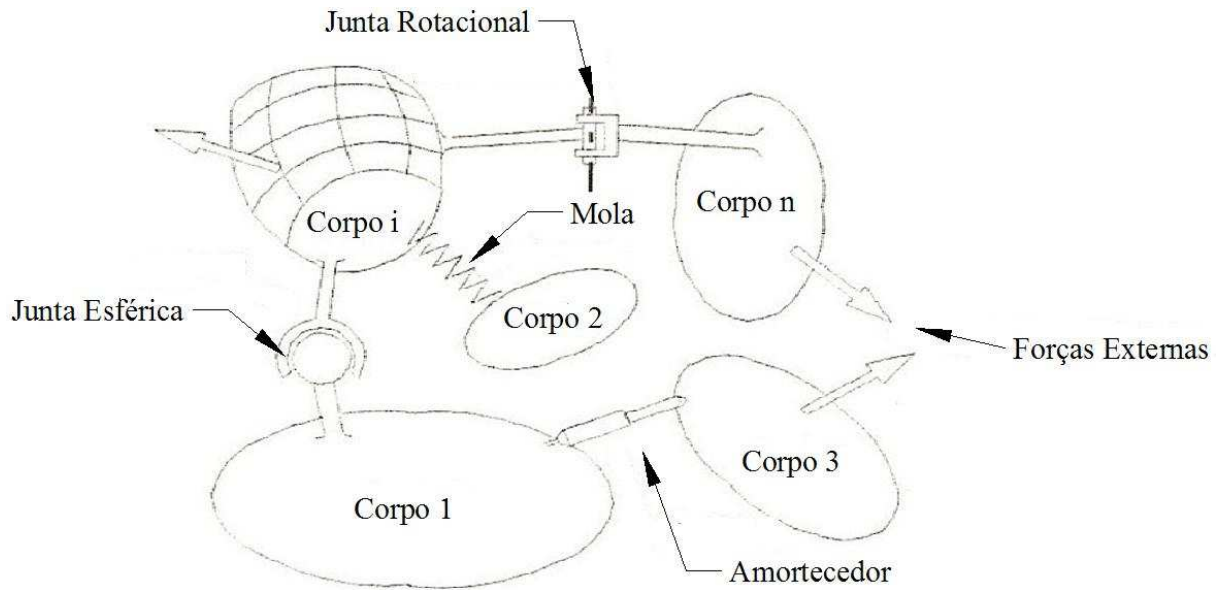


Figura 2.19: Exemplo de sistema multicorpo [Ambrósio, 2001].

A presença de juntas cinemáticas restringe o movimento relativo entre corpos adjacentes reduzindo o número de graus de liberdade do sistema. Por exemplo, o número de graus de liberdade relativos entre dois corpos conectados por juntas esféricas é três. Para juntas de revolução o número de graus de liberdade relativos é um.

A metodologia apresentada por Ambrósio [2001] se propõe a montar elementos rígidos unidos através de juntas do tipo apresentado na Figura 2.20.

As características do sistema mola-amortecedor que descreve as propriedades das juntas não-lineares são obtidas por meio de testes experimentais dos componentes, análise de simulações feitas com o método dos elementos finitos considerando não-linearidade do material e geométrica ou métodos analíticos simplificados. Por exemplo, para uma rótula plástica de flexão a rigidez da mola é expressa como uma função da mudança do ângulo relativo entre dois corpos adjacentes conectados pela rótula plástica, como mostrado na Figura 2.21. O típico relacionamento constitutivo torque-ângulo mostrado na Figura 2.21 é encontrado ensaiando uma barra a flexão. A forma deste tipo de curvas mudará em função da forma e dimensões da secção transversal, das características elasto-visco-plásticas do material, e da interação entre esforços.

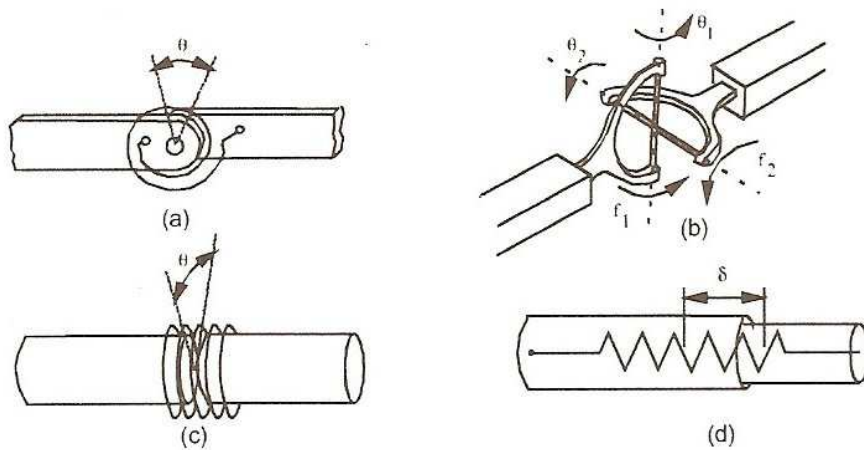


Figura 2.20: Modelos de rótulas plásticas para diferentes condições de carregamento: a) um eixo de flexão; b) flexão com dois eixos; c) Torção; d) Axial. [Ambrósio, 2001].

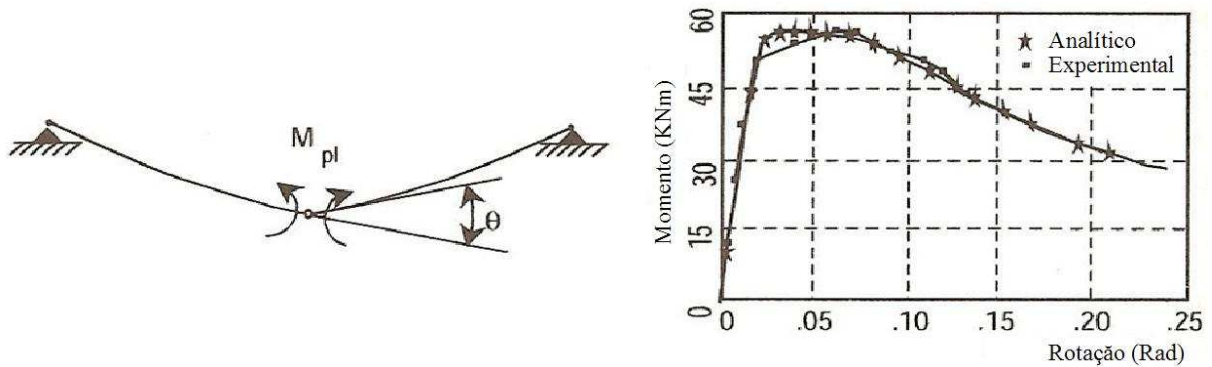


Figura 2.21: Momento de flexão da rótula plástica e sua relação constitutiva [Ambrósio, 2001].

2.5.3 Efeito da Taxa de Deformação nos Materiais

Quando respostas dinâmicas de estruturas são avaliadas, alguns novos fatores precisam ser levados em conta, tanto na modelagem numérica como nos ensaios experimentais. O critério de deformação, que governa o fluxo plástico, para alguns materiais, é sensível à taxa de deformação. Este fenômeno é conhecido como razão de sensibilidade à deformação do material ou viscoplasticidade [Jones, 2001].

Segundo Macaulay [1987], a grandes taxas de deformação, a tensão de escoamento de um material pode ser duas ou três vezes maior que a tensão de escoamento estática. Esse efeito é de grande importância quando o material sob altas taxas de deformação é o aço, e o aumento da tensão de escoamento tende a ser ainda maior em materiais com baixa tensão de escoamento estática. A sensibilidade à taxa de deformação é um efeito do material, sendo independente da geometria da estrutura.

Isto talvez sugira que este fenômeno é benéfico, uma vez que fornece um fator de segurança adicional à estrutura. Entretanto, em sistemas absorvedores de impacto para segurança

veicular, esse aumento de resistência mecânica do material pode originar esforços inaceitáveis para o corpo humano.

2.6 Fundamentos de Algoritmos Genéticos

Para dimensionar uma estrutura durante o desenvolvimento de um novo projeto, usualmente se cria um modelo matemático simplificado parametrizado da estrutura estudada e várias análises são realizadas considerando-se as combinações possíveis dos parâmetros admitidos como variáveis (dimensões, propriedades dos materiais etc.). Seleciona-se um valor de resposta como sendo o que caracteriza a resistência mecânica da estrutura frente à solicitação aplicada (tensão equivalente de von Mises máxima, por exemplo) e retira-se esse valor para cada resultado da análise. De posse dos valores de resistência mecânica para as diferentes combinações de parâmetros, pode-se plotar vários gráficos dessa rigidez em função dos diversos parâmetros e analisando-se esses gráficos tomar-se uma decisão sobre a combinação ótima dos valores desses parâmetros. Essa abordagem é denominada abordagem de análise [Silva, 2005] e apresenta uma grande limitação, pois para análises complexas o tempo necessário para realizar e analisar todas as diferentes possibilidades de projeto tornaria o estudo totalmente inviável.

Tendo em vista a crescente necessidade de redução de peso e custos em componentes, cumprimento de um número cada vez maior de normas, rapidez no desenvolvimento de novos projetos e, aliado a isso, a velocidade de processamento dos computadores, torna-se imprescindível a busca de processos que agreguem métodos computacionais e matemáticos avançados que possibilitem o desenvolvimento de projetos bem dimensionados, confiáveis e em pouco tempo.

O uso de uma técnica de otimização pode ajudar na busca do melhor dimensionamento com a eficácia necessária, porque pode selecionar a melhor solução entre as inúmeras possíveis, tendo como base critérios e restrições de projeto definidas num modelo matemático, no qual a solução ótima é obtida através de um processo sistemático de busca.

Muitos métodos lineares e não-lineares de programação matemática já foram desenvolvidos para resolver problemas de otimização. Entretanto, nenhum método mostrou-se inteiramente eficiente ou robusto para a aplicação nos diferentes problemas de otimização de engenharia. A maioria dos métodos de otimização, geralmente busca a solução na vizinhança de um ponto inicial, através de cálculos de gradientes. Se o problema apresenta mais de um ótimo local, o resultado obtido vai depender da escolha do ponto inicial, e o ótimo global pode não ser encontrado. Além disso, quando a função objetivo (função que se quer otimizar) e suas restrições

apresentam muitos picos, a procura da solução através de cálculo de gradientes torna-se difícil e instável.

Os Algoritmos Genéticos (AGs) constituem um método estocástico de solução de problemas de otimização, criado por Holland, 1975, e desenvolvido por diversos pesquisadores, com destaque para Goldberg, 1989. Os AGs são algoritmos de busca global de soluções, baseados nos conceitos da teoria da evolução natural de Darwin. Combinam sobrevivência do melhor indivíduo (solução) com troca aleatória de informações para formar um algoritmo de busca estruturado. A cada geração, um novo conjunto de indivíduos artificiais (algum tipo de estrutura de dados) é criado a partir de características (dados) do conjunto antigo.

Os Algoritmos Genéticos (AGs) são considerados uma ferramenta robusta para análises de engenharia, pois tendo um caráter estocástico, utilizam um conjunto de ações que buscam a solução ótima aleatoriamente, sem necessitar de muitas informações a respeito do comportamento da função estudada (cálculo de gradientes), apenas das informações contidas no valor da própria função objetivo.

2.6.1 Características e Estrutura dos Algoritmos Genéticos

Durante a criação, os objetivos dos AGs puderam ser divididos em dois: (1) explicar rigorosamente de maneira abstrata o processo adaptativo de sistemas naturais, e (2) criar programas de otimização que usem os conceitos de seleção natural para resolver problemas de engenharia [Goldberg, 1989].

Algoritmos Genéticos são algoritmos matemáticos inspirados nos mecanismos da evolução natural e recombinação genética. A técnica de Algoritmos Genéticos fornece um mecanismo de busca adaptativa que se baseia no princípio Darwiniano de reprodução e sobrevivência dos mais aptos. Isto é obtido a partir de uma população de indivíduos (soluções), representados por cromossomas (palavras binárias), cada um associado a uma aptidão (avaliação do problema), que são submetidos a um processo de evolução (seleção e reprodução) por vários ciclos.

Nos AGs, faz-se a busca da solução ótima a partir de uma população definida por diferentes pontos no domínio da função estudada. Ao término do processo tem-se uma “população de pontos”, ou seja, um conjunto de soluções, das quais se pode escolher a melhor ou simplesmente, dentre as melhores, aquela que for viável. A principal diferença entre os métodos clássicos de otimização e os AGs é que os últimos não se prendem tão facilmente a ótimos locais, uma vez que trabalham com uma população de pontos, realizando uma busca em uma

grande região. Assim, diz-se que os AGs são bons para localizar velozmente regiões promissoras do espaço de busca, embora sejam lentos para refinar as soluções.

AGs são em geral programas simples que necessitam somente de informações locais ao ponto avaliado (relativas à adequabilidade deste ponto como solução do problema), não necessitando de derivadas ou qualquer outra informação adicional. Isto faz com que AGs sejam extremamente aplicáveis a problemas do mundo real que em geral incluem descontinuidades duras, isto é, situações onde os dados são discretos ou não possuem derivadas [Linden, 2006].

Um indivíduo, ou uma solução do problema, é representado pelo cromossomo, que é uma estrutura de dados (vetor ou cadeia de bits) que representa um conjunto de parâmetros (variáveis de projeto) da função objetivo. Cada parâmetro é codificado em um gene do cromossomo (posição do vetor ou parte da cadeia de bits), sendo o conjunto de informações contidas no cromossomo um genótipo. O AG parte de uma população inicial aleatória que vai gerar indivíduos para a próxima geração, consistindo num processo que chega ao fim (converge) quando for atingido o número máximo de gerações ou quando for satisfeito outro critério de parada. As principais etapas de um AG são descritas a seguir.

Inicialização. A população inicial é normalmente gerada aleatoriamente. Se uma população inicial pequena for gerada, provavelmente, algumas regiões do espaço de busca não serão representadas.

Avaliação da População. É realizada pela função objetivo. Um problema típico de otimização apresenta restrições de projeto. Existem duas abordagens comuns para lidar com restrições: aplicar penalidades à função de aptidão definindo o quanto a solução viola a restrição, ou fazer de cada restrição uma função objetivo diferente e partir para uma abordagem multi-objetivo.

Mapeamento da Função Objetivo. Essa etapa pode ser definida com o cálculo da aptidão. Os valores da função objetivo nem sempre são adequados para serem utilizados como valores de aptidão. Por exemplo, a função objetivo pode fornecer valores muito próximos para um conjunto de indivíduos, tornando a seleção “muito aleatória”, ou alguns valores podem ser muito elevados em relação aos outros, causando convergência prematura devida à grande pressão de seleção desses indivíduos bons na geração presente, não sendo necessariamente os melhores no espaço de busca. Assim, os valores de aptidão precisam ser mapeados (ou escalonados) de maneira que todos os indivíduos possam ser selecionados para as operações genéticas.

Seleção. Esse processo seleciona os indivíduos que servirão como pais para a próxima geração. Dentre os métodos clássicos mais comuns de seleção, pode-se citar o *Método da Roleta* e a *Seleção por Torneio*. A descrição desses métodos pode ser encontrada em Goldberg [1989].

Cruzamento (Crossover). É a recombinação de material genético (variáveis do vetor ou parte da cadeia de bits) entre dois indivíduos, resultando em um novo indivíduo para a próxima geração, obedecendo a uma probabilidade de cruzamento.

Mutação. É um operador genético que modifica os genes de um indivíduo que vai compor a próxima geração, obedecendo a uma probabilidade de mutação. A mutação melhora a diversidade dos cromossomos de uma população, porém, destrói parte da informação genética contida; logo, deve ser utilizada uma baixa probabilidade de mutação (valores altos tornam a busca, embora abrangente no espaço, aleatória).

Elitismo. É um método que copia o melhor cromossomo de uma população para a geração seguinte sem passar pelo processo seletivo, garantindo a convergência.

Atualização. Os indivíduos criados nesta geração são inseridos na população.

Finalização. Verifica se as condições de encerramento da evolução foram atingidas, retornando para a etapa de avaliação em caso negativo e encerrando a execução em caso positivo.

Essas etapas podem ser reescritas, sucintamente, através do diagrama representado na Figura 2.22. Deve-se observar que o AG básico apresentado é bastante geral, havendo muitas formas diferentes de implementá-lo em vários problemas.

A otimização através de AGs constitui um método paralelo à avaliação da função objetivo de um indivíduo, uma vez que cada etapa de avaliação é independente das demais. Por essa razão, o emprego de programas comerciais fechados em elementos finitos é facilmente adaptado à otimização do problema.

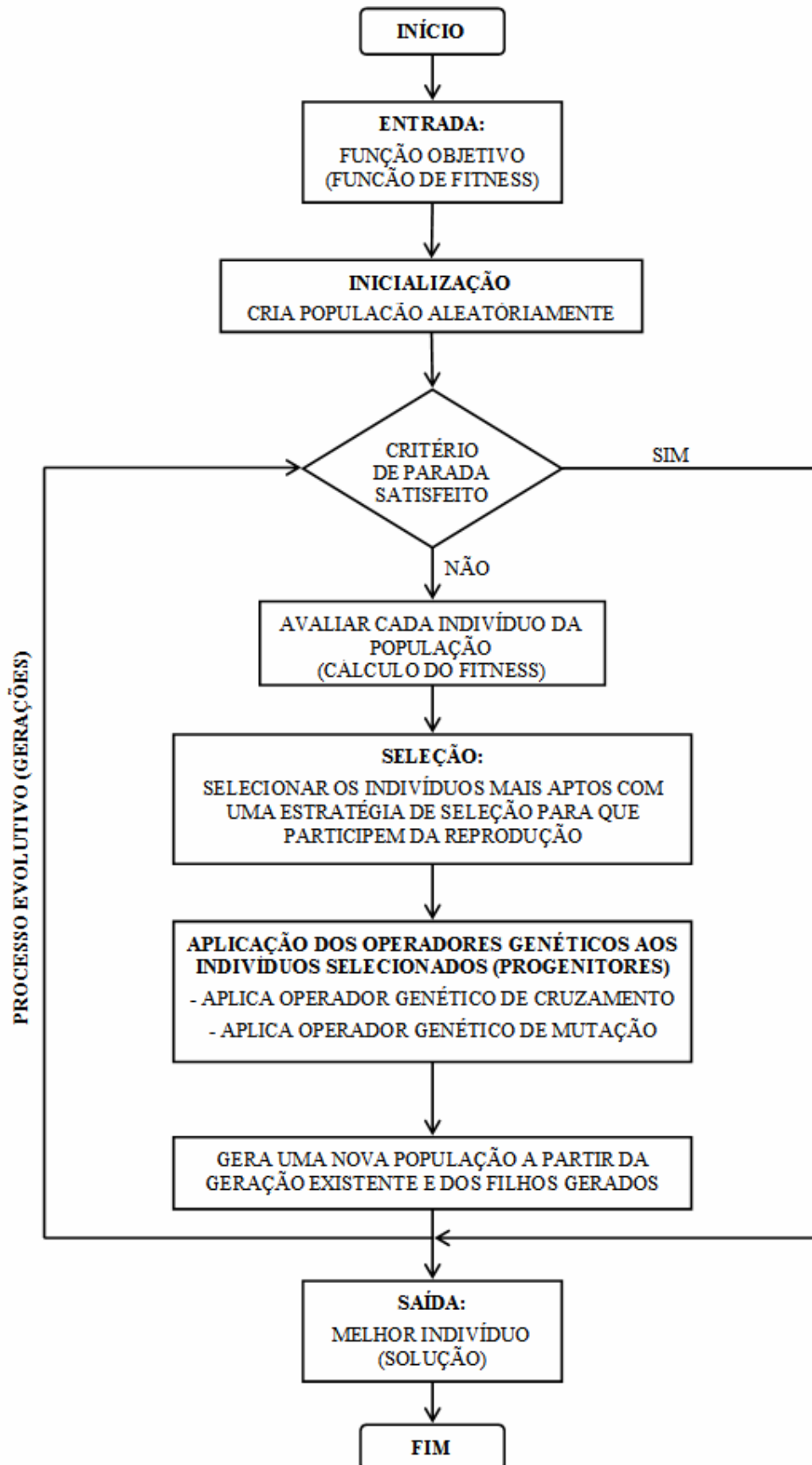


Figura 2.22: Esquema com os passos básicos de um Algoritmo Genético.

2.6.2 Abordagem Multi-objetivo

No desenvolvimento da maioria dos projetos, o que pode ser considerado o projeto ideal, não está diretamente relacionado com a minimização ou maximização de somente uma característica, mas várias. Assim, a função objetivo que poderia representar, por exemplo, a massa do veículo ou a segurança do passageiro numa abordagem simples, passa a representar uma combinação dessas duas características na abordagem multi-objetivo. Nesse exemplo, um projeto com menor massa do veículo, porém menor segurança ao passageiro, muitas vezes pode ser considerado pior do que um veículo com maior massa e maior segurança ao passageiro.

Existem soluções que têm massa menor ou equivalente e segurança aos passageiros maior ou igual a outras, caracterizando as *soluções não-dominadas*. Maiores detalhes sobre esse tipo de problema podem ser encontrados em Goldberg, 1989.

Desconhecendo-se o comportamento das várias funções objetivo do problema, o que se deseja é obter um grande número de soluções não-dominadas para que se possa caracterizar a região de soluções eficientes, também denominada *Região Ótima de Pareto*. Enfim, pode-se abordar um problema de otimização multi-objetivo de dois modos:

- Estabelecendo pesos (ou prioridades) para cada objetivo da função;
- Encontrando um conjunto de soluções ótimas (não-dominadas), que se aproximem da região de Pareto, para posterior escolha do projetista.

2.7 Descrição de uma Estrutura de Ônibus Rodoviário

Um ônibus constitui-se basicamente do acoplamento de uma carroceria em um chassi. No Brasil, o chassi e a carroceria são construídos por diferentes empresas, a fabricante do chassi sendo chamada de montadora e a fabricante da carroceria chamada de encarroçadora. Normalmente a encarroçadora adquire o chassi junto à montadora para acoplar a sua carroceria, sendo que a montadora fornece um manual de procedimentos indicados para a montagem da carroceria ao chassi, denominado “*Diretrizes de Encarroçamento*”. Nesse manual, assim como ao longo desse trabalho, a nomenclatura utilizada para definir o lado esquerdo e direito dos componentes do ônibus é definida como o lado esquerdo e direito de uma pessoa sentada na poltrona do motorista.

Nessa seção são apresentados os principais componentes que constituem um ônibus, os materiais empregados na sua fabricação, bem como os processos de fabricação. Também se detalha aqui o que é uma união estrutural da carroceria, nomenclatura essa muito usada no

decorrer do trabalho e de fundamental importância para a compreensão do comportamento estrutural do ônibus sob tombamento.

2.7.1 Chassi

O chassi (quadro) de um ônibus é praticamente uma estrutura do tipo grelha. A Figura 2.23 ilustra um chassi no qual suas vigas longitudinais, normalmente fabricadas com um perfil “C”, são chamadas de longarinas e as vigas transversais, fabricadas com tubos de seção transversal quadrada ou retangular ou ainda com perfil do tipo “U”, são chamadas de travessas.

As longarinas são normalmente prensadas e soldadas nas travessas. É comum o uso de chapas de reforço nas abas das regiões do eixo dianteiro, eixo traseiro e na fixação do motor. A função estrutural do chassi é suportar o peso de todos os componentes mecânicos, motor, caixa de mudanças, tanque de combustível, carroceria e passageiros transmitindo todo esse peso para a suspensão. Além disso, de acordo com Morsh [2001], o chassi aumenta a rigidez do veículo à torção e flexão.

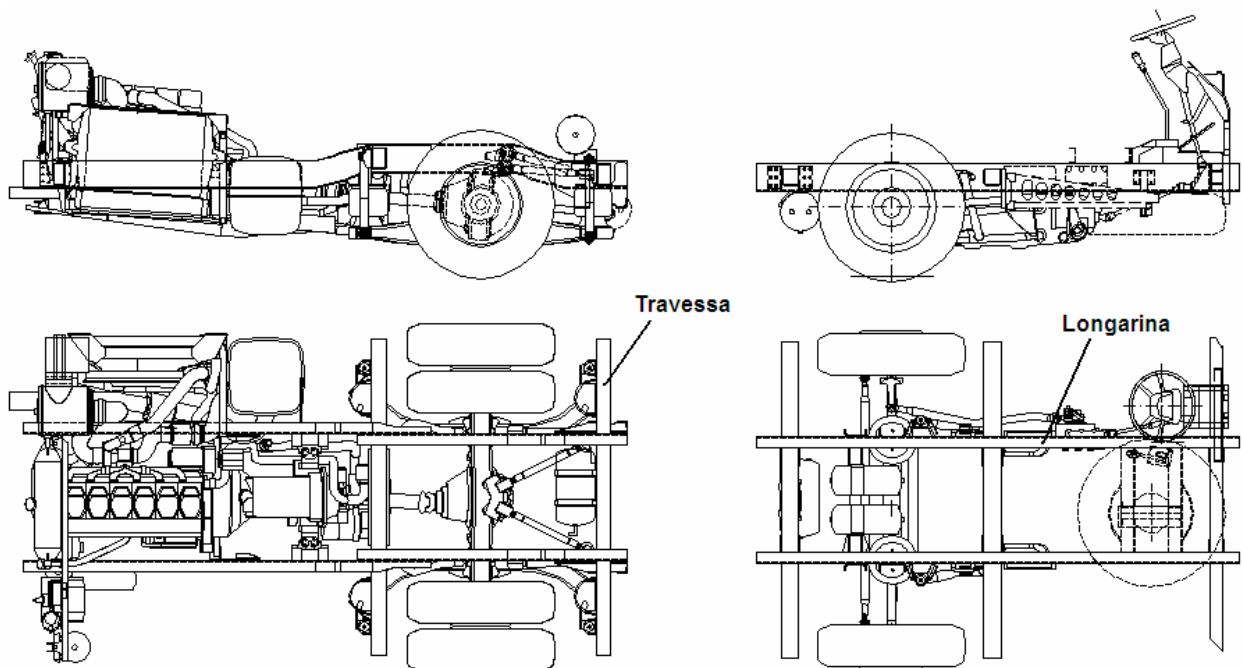


Figura 2.23: Esquema de um chassi com motor traseiro.

Os chassis se dividem basicamente em dois grupos: motor dianteiro e motor traseiro (como o esquema da Figura 2.23). O chassi de motorização dianteira é mais utilizado em carrocerias de menores comprimento e altura.

O chassi de motor traseiro normalmente é separado em duas partes com o intuito de aumentar a distância entre eixos e também utilizar esse espaço para instalação do bagageiro entre

eixos. Um chassi com essa configuração de montagem e separado da carroceria do ônibus pode ser visto na Figura 2.23.

2.7.2 Carroceria

A função estrutural da carroceria é dar rigidez e forma ao veículo. Segundo Morsch [2001] a carroceria de um ônibus é tão rígida que absorve metade da carga de trabalho do ônibus, mesmo que seja montada sobre um chassi projetado para absorver toda a carga. A carroceria também é responsável por absorver a energia durante um impacto causado por um acidente, protegendo os passageiros.

São utilizados diversos materiais na fabricação de uma carroceria de ônibus. O material mais utilizado é o aço, que constitui grande parte da estrutura (casulo) e fornece a rigidez mecânica à carroceria. A carroceria é revestida nas laterais abaixo das janelas com chapas finas de alumínio. As portas e portinholas externas também são compostas por estrutura e revestimento de alumínio. Frente, traseira e teto são revestidos de fibra de vidro com aproximadamente 5mm de espessura, em razão do custo, facilidade de montagem e processo de fabricação. É na frente e na traseira da carroceria do ônibus que os designers desenvolvem grande parte do seu trabalho para produzir um ônibus bonito, então é utilizada fibra de vidro para facilitar o trabalho e dar diferentes formas aos veículos. Na Figura 2.24 estão resumidos os materiais aplicados para fechamento e revestimentos externos de uma carroceria de ônibus.

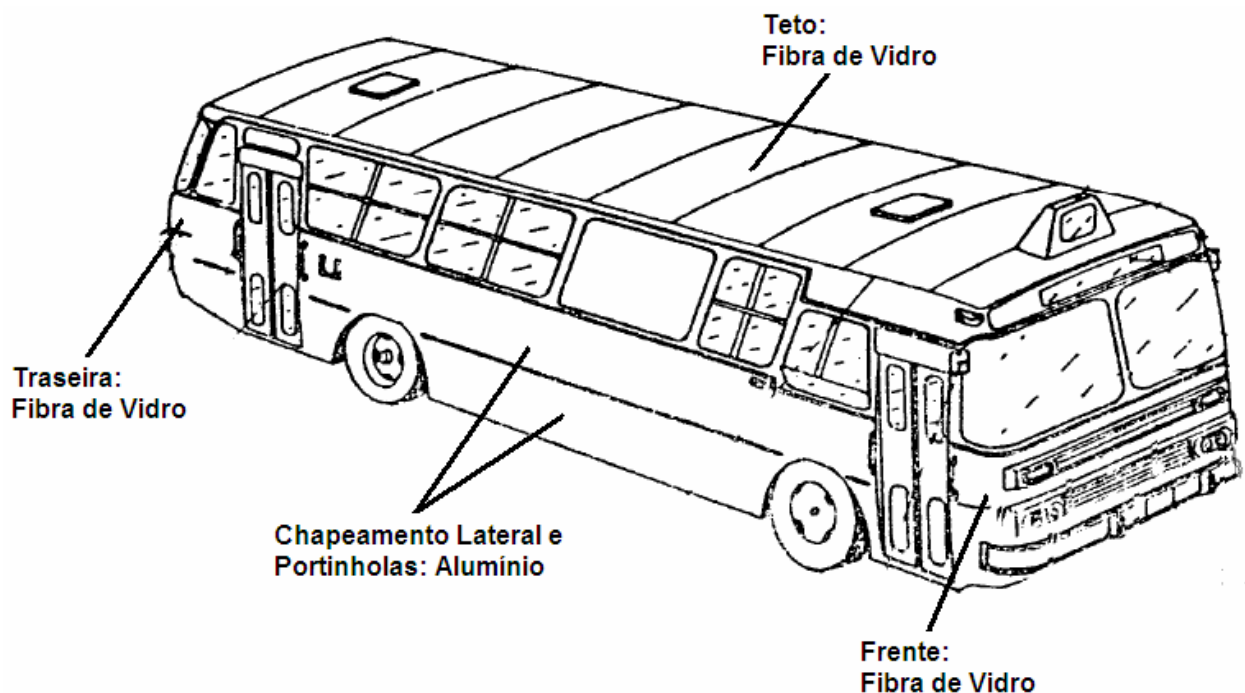


Figura 2.24: Materiais aplicados nos revestimentos externos de uma carroceria de ônibus Morsh [2001].

2.7.3 Casulo Estrutural

O casulo é a estrutura resistente que dá rigidez e forma à carroceria do ônibus. Muitas vezes o casulo estrutural é chamado de “esqueleto” da carroceria pela sua aparência e função mecânica.

O casulo estrutural de um ônibus rodoviário pode ser dividido em sete partes: frente, traseira, lateral direita, lateral esquerda, teto, base superior e base inferior. Um casulo estrutural de veículo rodoviário acoplado ao chassi e com indicação de suas partes é apresentado na Figura 2.25. Nesta figura o casulo é similar aos casulos fabricados hoje, porém não representa nenhum veículo real disponível no mercado. Também na Figura 2.25 foram suprimidos os componentes mecânicos do chassi, suspensão e rodas, deixando-se visível somente as suas longarinas e travessas para facilitar a visualização do casulo estrutural.

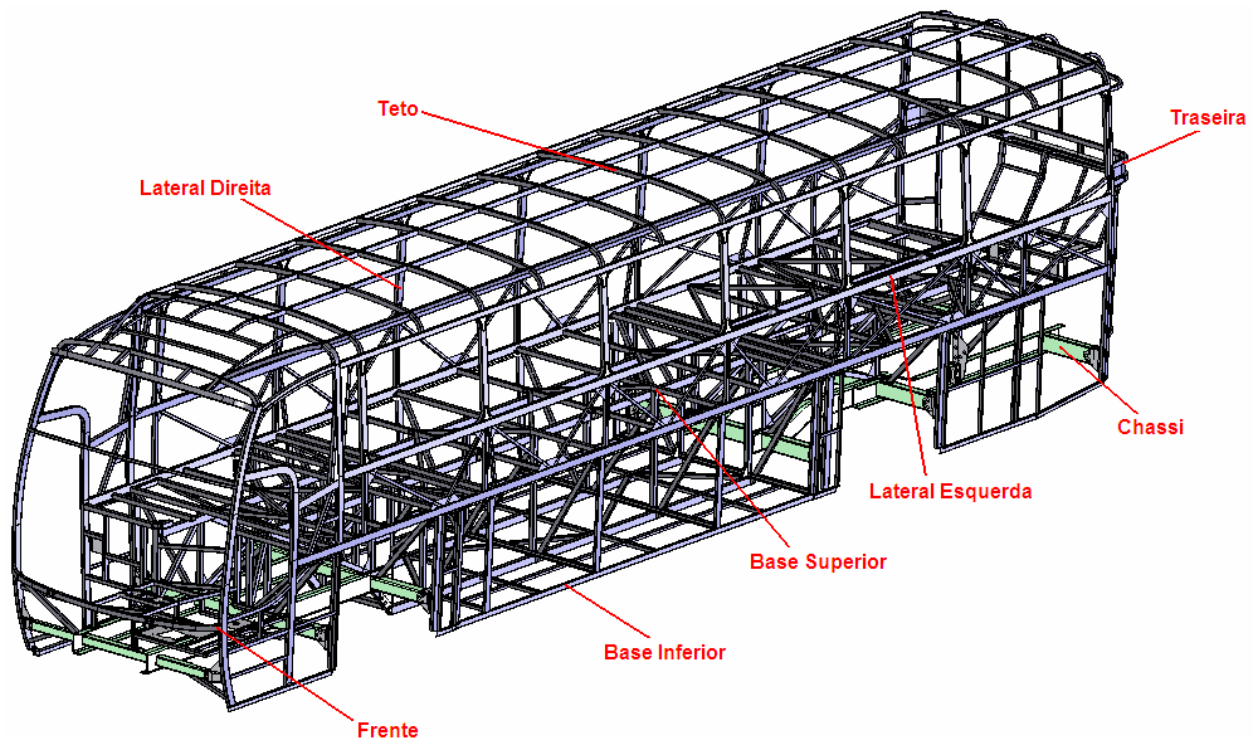


Figura 2.25: Casulo estrutural e chassi de veículo rodoviário com indicação de suas partes.

As estruturas da frente e da traseira são formadas por tubos de seção quadrada e retangular. Esses tubos são dobrados de acordo com o design externo do veículo, pois neles são fixadas as fibras internas e externas do veículo que dão acabamento e design. Na estrutura da frente são fixados também os faróis, estabilizador dianteiro, pára-choque dianteiro, mecanismos de articulação da tampa de manutenção frontal e limpadores do pára-brisa. Na estrutura da traseira, além das fibras, são fixados os mecanismos de abertura da tampa de manutenção traseira e pára-choque traseiro.

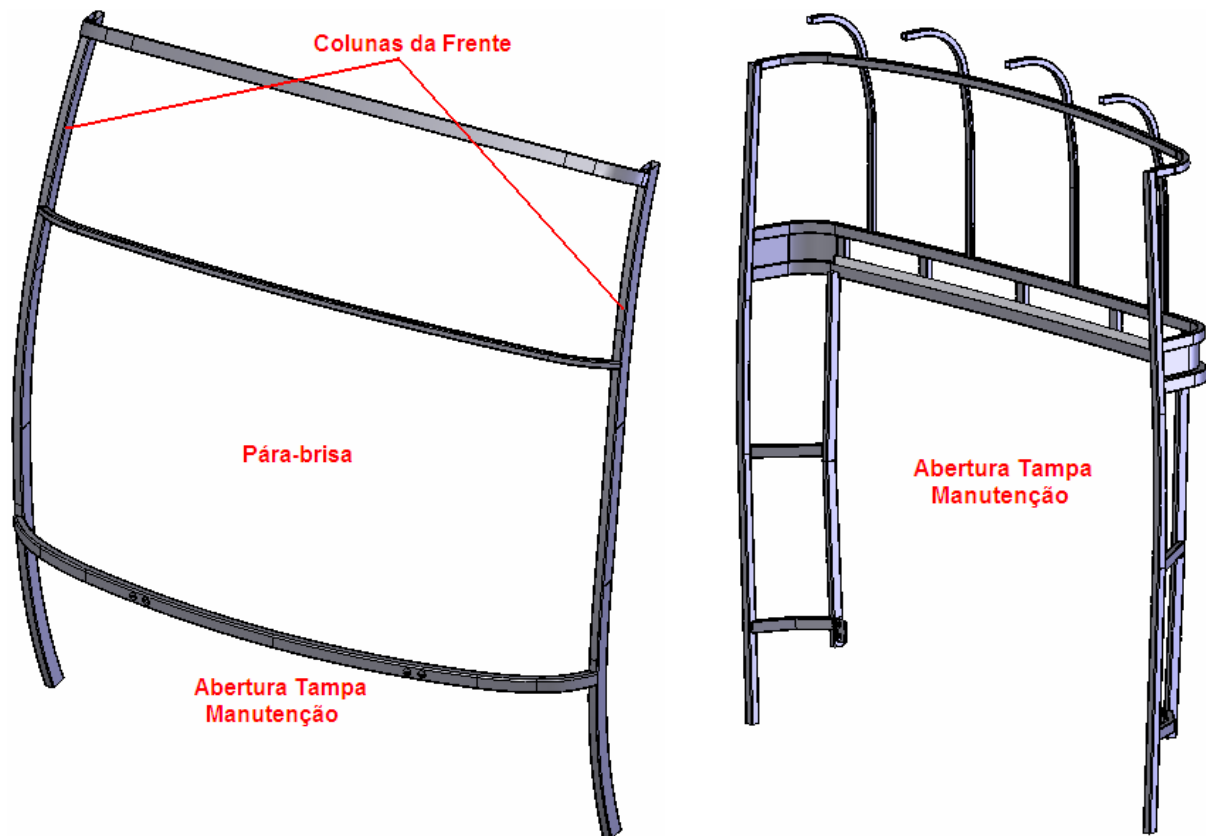


Figura 2.26: Estruturas da frente e traseira do casulo.

As laterais têm seus tubos de seções quadradas e retangulares, dobrados conforme a seção transversal do veículo. A seção transversal do veículo depende da largura e altura permitidas para o veículo e também tem função estética, sendo definida juntamente entre engenheiros designers. As laterais direita e esquerda são simétricas. Nas laterais são fixadas as janelas, chapeamento lateral externo e portinholas dos bagageiros. Também nas laterais são fixados internamente os rodapés, que basicamente são duas chapas de aço conformadas, soldada no sentido longitudinal do veículo, um rodapé em cada lateral, com o objetivo de fixar as poltronas e também vedar o veículo para evitar entrada de poeira. Na Figura 2.27 é mostrada a estrutura da lateral esquerda do casulo.

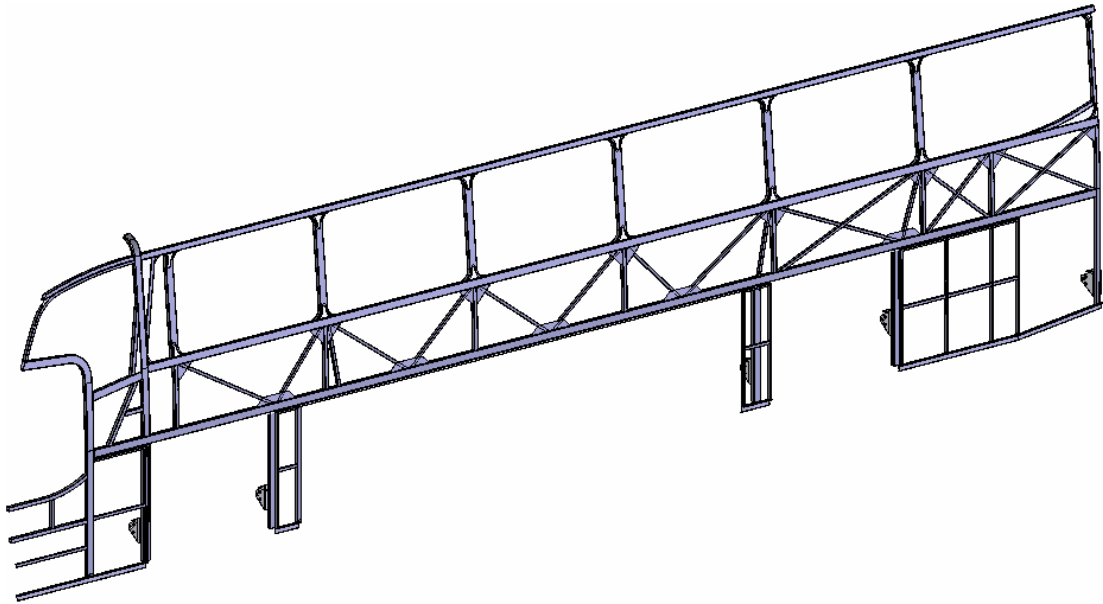


Figura 2.27: Estrutura da lateral esquerda do casulo.

O teto é soldado acima das laterais e é onde são fixados componentes internos da carroceria, como porta-pacotes, ar condicionado, monitores de TV, acabamento do teto e também componentes externos, como as fibras dianteira, traseira e superior da carroceria. O teto é montado ligando dois tubos retangulares longitudinais que atravessam o veículo, as longarinas do teto, com vários tubos transversais, chamados cavernas do teto. Na Figura 2.28 se apresenta a estrutura do teto do casulo. As estruturas das laterais e do teto são as maiores responsáveis pela absorção de energia durante um tombamento do veículo.

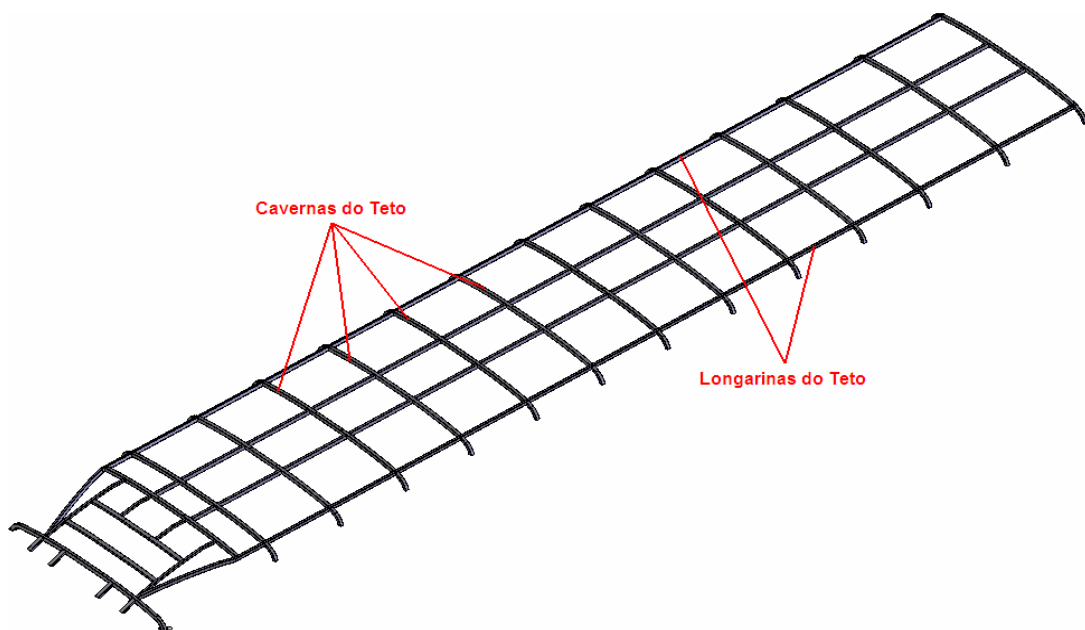


Figura 2.28: Estrutura do teto do casulo.

A base superior é ligada às laterais por meio de cordões de solda e tem como função servir de sustentação para o assoalho e poltronas. É considerada base inferior somente a base localizada no interior do bagageiro entre eixos, e tem como função sustentar o assoalho e as cargas transportadas neste bagageiro. A plataforma do motorista, onde é fixado o assento do motorista, também faz parte da base superior. Todo o conjunto da base do casulo pode ser visualizado na Figura 2.29.

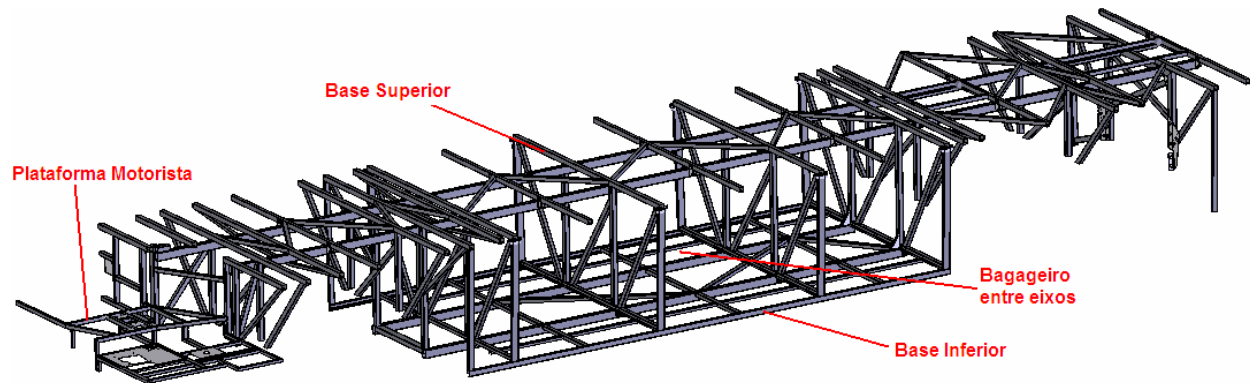


Figura 2.29: Estrutura das bases superior e inferior do casulo.

O casulo é acoplado ao chassi sobre placas de sustentação colocada ao longo das longarinas e nas extremidades das travessas. Essas placas devem ser soldadas ou parafusadas no chassi, dependendo do chassi deve se seguir às recomendações da montadora. Os tubos verticais da base superior são soldados sobre essas placas localizadas nas longarinas do chassi, já as placas localizadas nas extremidades das travessas são soldadas nas laterais. Na Figura 2.30 dois exemplos de união do casulo com chassi, uma com a estrutura da lateral outra com a estrutura da base superior. Assim é através da base superior e das laterais que as cargas são transmitidas entre chassi e carroceria.

As partes que formam o casulo estrutural são fabricadas separadamente e, após a montagem isolada dessas partes, é realizada a montagem final de união das mesmas para formar o casulo. Para essa montagem são utilizados gabaritos onde as partes são posicionadas formando o casulo e então são unidas através de soldagem. Primeiramente a base superior e a inferior são unidas com as laterais, seguindo com a montagem do teto, que é apoiado sobre as laterais. Após isso são montadas as estruturas da frente e da traseira, completando o casulo. Durante essa montagem também são agregados outros componentes menores, como reforços, placas de união com o chassi e chapas de revestimento.

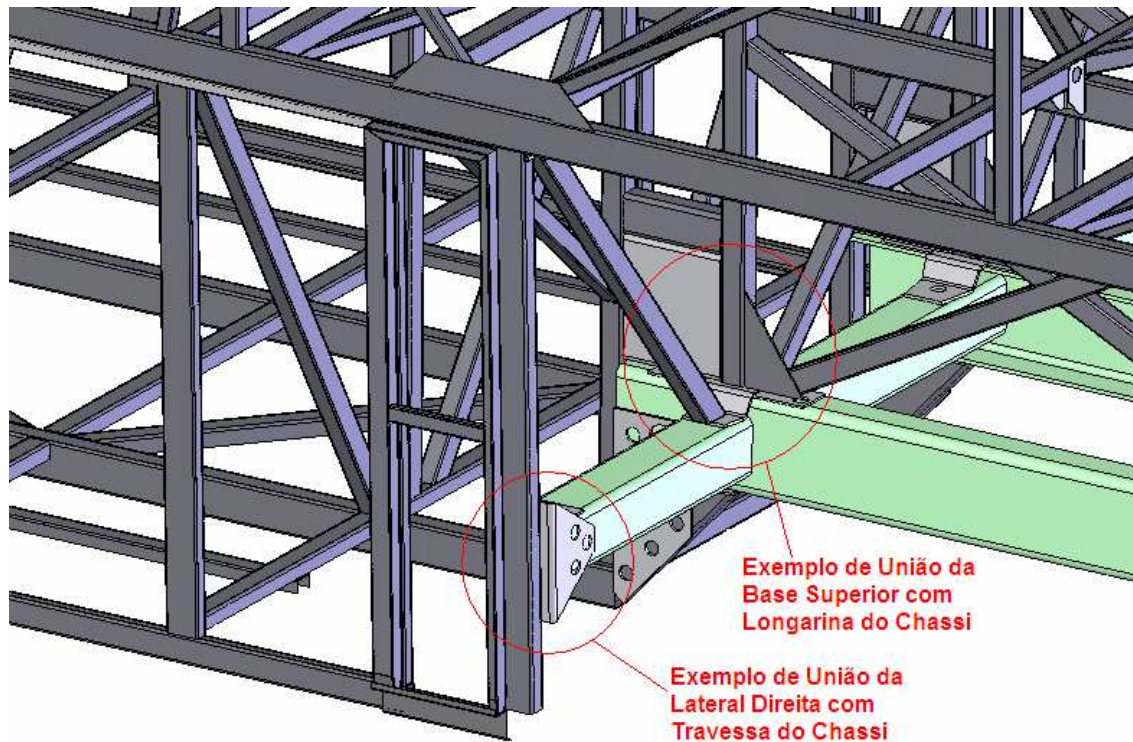


Figura 2.30: União do casulo com chassi.

Em uma linha de montagem de carroceria de ônibus, paralelamente à montagem do casulo, se inicia a preparação do chassi, isolando mangueiras e fiações elétricas, soldando ou parafusando placas de apoio para união do chassi com o casulo (ver Figura 2.30) e soldando os estabilizadores da carroceria. Com o chassi preparado e o casulo estrutural montado, ambos são acoplados, unindo-os através de soldagem em todos os pontos similares aos apresentados na Figura 2.30. Depois de acoplado chassi e carroceria são montados componentes como fibras internas e externas, revestimentos internos e externos, portas, portinholas, tampas de manutenção, acabamentos e então o ônibus é pintado.

Terminada a pintura, o ônibus passa à segunda etapa da sua montagem, normalmente em uma linha de montagem separada, onde são colocados todos os demais componentes, como poltronas, janelas, luminárias, dispositivos eletrônicos etc. Finalizada a montagem, o veículo passa por alguns testes (rodagem, verificação da vedação) e auditoria de qualidade. Todo processo de montagem demora aproximadamente cinco dias, e depois desses passos o ônibus está pronto para ser entregue ao cliente.

2.7.4 Uniões Estruturais

A região de união entre suas partes que formam o casulo estrutural é chamada de união estrutural. Por exemplo, qualquer região próxima da união soldada da lateral com a base superior

ou da lateral com o teto pode ser chamada de união estrutural. Dois exemplos de uniões estruturais são mostrados na Figura 2.31.

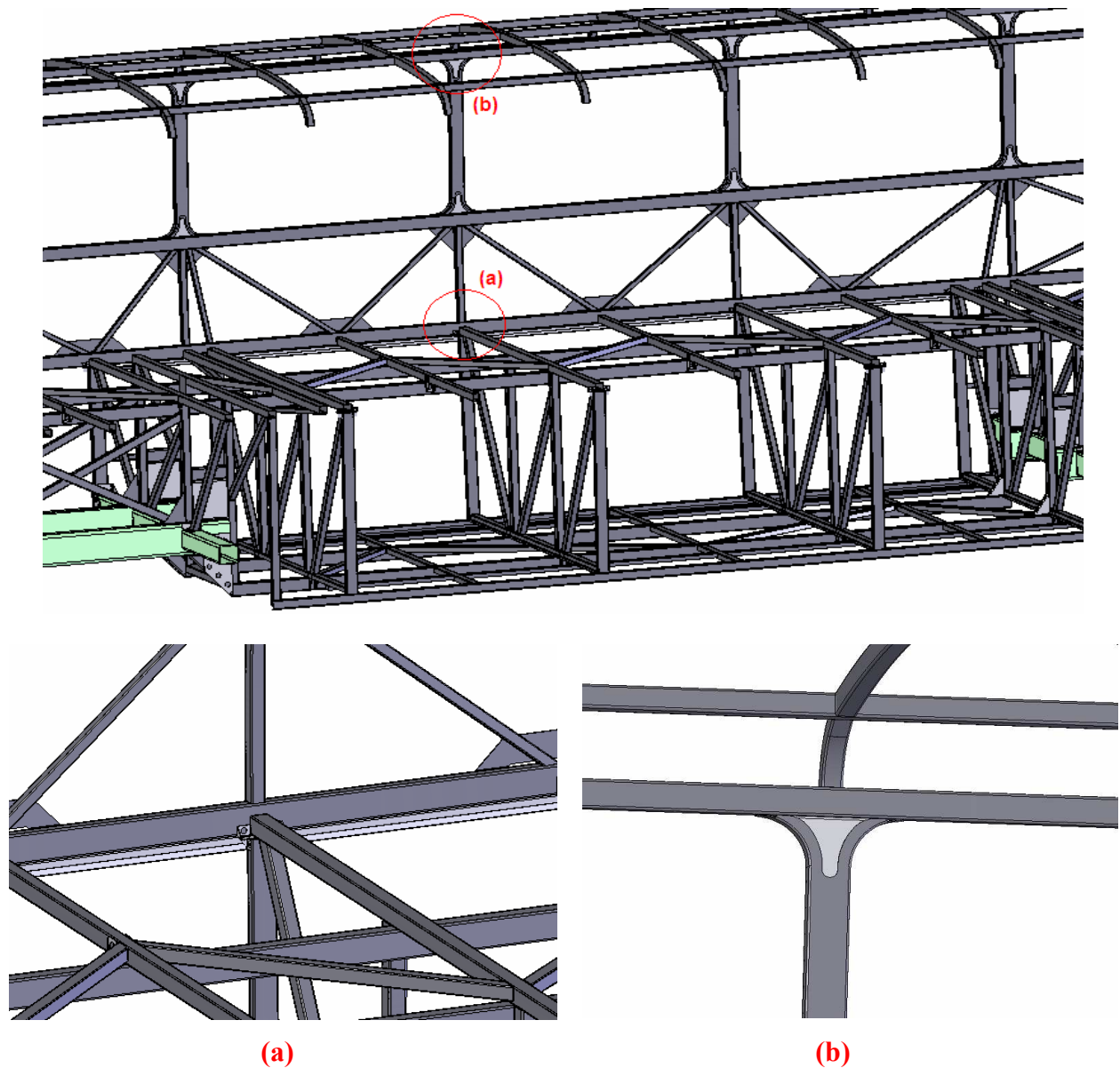


Figura 2.31: Exemplos de uniões estruturais do casulo. (a) União da lateral direita com a base superior e (b) união da lateral direita com o teto.

As uniões estruturais são importantes nesse trabalho, pois nas proximidades de algumas delas se concentram as deformações localizadas durante o tombamento do veículo. Então, são nessas regiões que são acrescentadas as rótulas plásticas ao modelo numérico (ver seção 2.5.2), para representar de maneira simplificada as grandes deformações plásticas concentradas.

Existem muitas uniões estruturais no casulo, porém ao longo do trabalho são focadas as uniões da lateral com a base e as uniões da lateral com o teto, como as apresentadas na Figura 2.31. Por experiência se sabe que são essas as uniões estruturais que sofrem esforços extremos durante o tombamento do veículo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Normas de Segurança Veicular

A crescente preocupação com a segurança de passageiros em veículos, motivou a criação de diversas normas regulamentadoras. Essas normas determinam a resistência mecânica mínima que os veículos e seus componentes de segurança devem apresentar frente a diferentes formas de acidentes. Normalmente, essa resistência mecânica mínima é determinada através de um ensaio que simula condições similares ao acidente em questão: colisão frontal, colisão lateral, tombamento etc.

Nos Estados Unidos se aplicam as determinações da *Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS)* [2006], regulamentada pela *National Highway Traffic Safety Administration*. Faz-se aqui um breve resumo sobre algumas regulamentações descritas nessa norma:

- FMVSS/201: estabelece parâmetros de projeto em regiões específicas do interior de veículos, com o intuito de evitar lesões ou fatalidades decorrentes de colisões do ocupante no interior do veículo durante um acidente;
- FMVSS/204: especifica limites para o deslocamento da coluna de direção contra o condutor, evitando lesões no peito, pescoço e cabeça;
- FMVSS/205: determina condições para componentes de vidro utilizados em veículos e seus equipamentos, com a finalidade de reduzir danos resultantes de choques até a superfície vitrificada. O propósito desta norma é assegurar o grau de transparência em vidros de veículo, para garantir a visibilidade adequada do condutor e também aumentar a segurança, minimizando a possibilidade do ocupante ser lançado através da janela do veículo durante um acidente;
- FMVSS/207: estabelece requisitos de segurança para assentos, como fixação, instalação e componentes de segurança;
- FMVSS/208: especifica testes para verificar a rigidez estrutural de automóveis frente à colisão frontal contra uma barreira rígida. O teste consiste em colidir a região frontal do automóvel contra uma barreira rígida a uma velocidade de 48km/h. Esse impacto proporciona uma desaceleração muito alta, então se avalia esse efeito sobre o ocupante, medindo acelerações, deslocamentos e forças em um manequim (*dummy*), controlando pontos considerados críticos para a sobrevivência de um ser humano. Também são avaliados comportamentos de

sistemas de segurança, como *air bag* e cinto de segurança. Esta norma também determina testes quanto a impacto frontal parcial (lado do motorista) contra uma barreira deformável de alumínio (tipo colméia), para avaliar possíveis lesões causadas pela invasão da estrutura do veículo na área de sobrevivência do passageiro;

- FMVSS/209: especifica condições para o cinto de segurança, como tipo de tecido aplicado no cinto, fivelas e outros protetores necessários, instalação, uso e manuseio do equipamento;
- FMVSS/221: determina requisitos para a resistência mecânica das uniões soldadas de carrocerias utilizadas como ônibus escolares. O propósito é reduzir mortes e danos graves resultantes do colapso estrutural da carroceria do ônibus durante um impacto (tombamento, por exemplo).

Ao redor do mundo, surgem a cada ano mais normas específicas para regulamentação específica da segurança de ônibus. No Brasil se aplica a Resolução N° 811 do CONTRAN [1996]. A forma como é apresentada a norma é similar à norma americana já vista nesse trabalho, sendo citados aqui alguns pontos importantes dessa norma contidos no Anexo I – Resoluções Aplicáveis aos Veículos de Transporte Coletivo de Passageiros Ônibus e Micro-ônibus:

- Resolução 448/71: regulamenta nível de ruído externo aceitável para ônibus;
- Resolução 658/85 e 720/88: determina requisitos de segurança aplicados ao cinto de segurança;
- Resolução 692/88 e 680/87: exigências quanto ao sistema de iluminação e de sinalização dos veículos;
- Resolução 747/90: regulamenta a aplicação de películas em áreas envidraçadas;
- Resolução 767/93: especifica equipamentos obrigatórios aos veículos;
- Resolução 784/94: determina a utilização de vidros de segurança aos veículos.

No Anexo II – Procedimento para Avaliação Estrutural de Carroçarias de Ônibus e Micro-ônibus da Resolução N° 811 do CONTRAN [1996], são estabelecidos os critérios de resistência mecânica que a estrutura do veículo deve atender diante de diferentes exigências estruturais severas.

Esse anexo inicia definindo alguns parâmetros quanto à fabricação e materiais empregados no projeto da estrutura da carroceria. Na seqüência são definidas as condições extremas que a carroceria deve suportar.

A primeira condição de resistência descrita na norma é o tombamento, também chamado na norma de capotamento. A norma determina que a estrutura da carroceria deverá ser projetada para resistir a uma carga estática, sobre o teto, equivalente a 50% do peso máximo admitido pelos chassis (PBT), distribuído uniformemente ao longo do mesmo, durante cinco minutos, sem experimentar deformações, em qualquer ponto, que superem 70mm.

Para realização do teste deverá ser adotado, como módulo experimental, o vão da estrutura correspondente ao maior passo de janelas que ela possua com os respectivos prolongamentos até uma distância equivalente à metade do passo, a cada lado dos respectivos anéis de estrutura das laterais e teto, desde o nível do piso do veículo até a parte superior da estrutura (Figura 3.1).

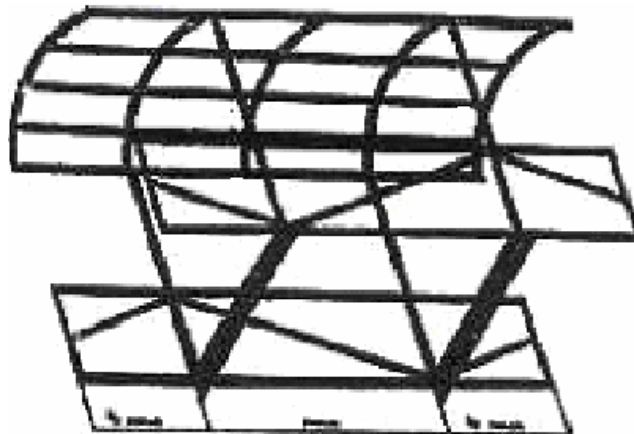


Figura 3.1: Módulo experimental correspondente ao maior passo de janelas do veículo (contém dois anéis estruturais e as uniões entre eles) [Resolução N° 811, 1996].

Os anéis da estrutura ou pórticos devem estar desenhados, além do mais, para suportar, como mínimo, uma carga estática horizontal igual a 15% do peso máximo admissível dos chassis, distribuído uniformemente sobre cada um dos elos, aplicado à altura do engate lateral com o teto, sobre a janela, sem que o mesmo sofra um deslocamento horizontal maior 140mm. A carga deverá manter-se aplicada durante um intervalo de tempo não inferior a cinco minutos.

Adotando-se o mesmo módulo da Figura 3.1, a carga lateral se aplicará através de uma estrutura secundária, colocada no centro do módulo e soldada sobre os tubos ou mão-francesa da estrutura. Com mecanismos pneumáticos, hidráulicos ou com pesos suspensos, desde a estrutura

secundária no centro do módulo, se realizará uma força de tração horizontal, sobre o engaste na união com cada das duas colunas de qualquer lateral.

A norma também determina que todas estas exigências terão que ser certificadas, por parte do fabricante, mediante ensaios controlados por autoridade competente, que, por sua vez, emitirá documento específico constando todos os valores registrados nos ensaios.

A Resolução N° 811 [1996] determina também as condições de resitência mecânica mínima frente a impactos frontais. É determinado um teste de impacto onde a porção frontal do veículo é fixado rigidamente, de forma tal a se evitar qualquer movimento do conjunto. Então um pêndulo, com o menor fator de escorregamento possível em suas articulações, solidário ao dispositivo de fixação do módulo, é arremessado colidindo frontalmente com o módulo em teste. A distância entre o pêndulo e a área de impacto, deverá ser de 4.500 a 5.000mm. O pêndulo deverá ter massa de 1000kg e uma área plana de impacto de 700 x 700mm.

São realizados dois impactos em seqüência. No primeiro a coordenada transversal central do pêndulo coincide com o eixo do volante do veículo, sendo a altura estabelecida entre 150 e 200mm do piso do assoalho, no posto do motorista. No segundo impacto o a coordenada transversal central do pêndulo é centralizada com a coordenada transversal central do veículo e a altura é a mesma do primeiro procedimento.

Depois de efetuados os dois impactos, nenhum ponto da estrutura veicular em ensaio poderá sofrer deformação longitudinal permanente superior a 200mm. As deformações são medidas a partir de uma referência solidária ao dispositivo de ensaio.

Esta mesma norma também determina testes para verificar condições de resistência frente a impactos laterais, resistência mecânica das poltronas e cintos de segurança.

Apesar de existir essa exigência de verificação da resistência mecânica de um ônibus frente ao tombamento na regulamentação brasileira, esse teste já está ultrapassado em relação à regulamentação aplicada na Europa, por exemplo. A norma exigida para verificação estrutural de um ônibus frente ao tombamento na Europa é a ECE R66 [2001], que é mais rigorosa que a norma nacional vigente.

As autoridades competentes brasileiras já estão trabalhando para alterar a legislação nacional, sendo que as encarroçadoras já estão se preparando para aplicar norma similar à ECE R66 [2001] nos projetos de novos veículos, visando atender às exigências de resistência estrutural do ônibus frente ao tombamento descritas nessa norma. Mesmo porque as encarroçadoras que exportam seus veículos para países que utilizam essa norma, já estão familiarizados com essas determinações.

Na norma ECE R66 [2001] são apresentadas quatro formas de determinar esta rigidez mínima: o ensaio de capotagem do veículo completo, ensaio de capotagem de uma ou mais seções da carroceria representativas do veículo completo, ensaio com pêndulo de uma ou mais seções da carroceria e verificação da resistência da estrutura por aplicação de um método de cálculo.

Conforme discutido em Ambrósio [1996], algumas diferenças na análise de seções da carroceria podem diferir em pontos importantes em relação à análise do veículo completo. Primeiro, o ângulo de impacto é artificial e não está relacionado ao ônibus sendo testado. Os efeitos provocados pelo contato do ônibus com solo são desconsiderados. Os efeitos causados pela massa da carroceria e pela altura de seu centro de gravidade também não desempenham nenhum papel durante o teste de impacto com pêndulo. A forma de ancoragem da porção estrutural da carroceria testada com pêndulo pode alterar completamente a deformação e a absorção de energia durante o impacto.

Por essas razões deve-se tomar cuidado com o procedimento adotado para testar a carroceria de acordo com a norma ECE R66 [2001]. Aqui se detalhará somente o teste do veículo completo, que será aplicado numericamente para todos os estudos de tombamento ao longo desse trabalho.

Para realização do teste de tombamento do veículo completo, determina-se que o ônibus seja posicionado sobre um plataforma de inclinação similar à apresentada na Figura 3.2. A posição do veículo deve ser tal que, quando a plataforma estiver na posição horizontal, o eixo de rotação seja paralelo ao eixo longitudinal do veículo e diste:

- 0 a 200mm da face vertical do degrau entre os dois níveis;
- 0 a 100mm da face exterior do pneu, no eixo mais largo;
- 0 a 100mm para baixo do plano horizontal no qual os pneus se encontram inicialmente apoiados.

O desnível entre o plano horizontal de partida e o plano horizontal inferior no qual ocorre o impacto, não pode ser inferior a 800mm. Essa superfície onde ocorre o impacto deve ser construída com material rígido.

Na plataforma o veículo deve ser impedido de se deslocar na direção de seu eixo longitudinal. O equipamento de ensaio também deve ter um pequeno muro lateral para evitar que os pneus deslizem lateralmente no sentido da capotagem.

Para realização do ensaio o veículo não precisa estar na sua condição totalmente finalizada para uso, porém deve ser representativo quanto aos veículos produzidos em série no

que diz respeito à massa do veículo em ordem de marcha, ao centro de gravidade e à distribuição de massas declaradas pelo fabricante. Um veículo em ordem de marcha tem todos os seus componentes montados, engatado em primeira marcha e somente com o motorista em seu assento, sem passageiros e também sem cargas nos compartimentos (porta-pacotes e bagageiros).

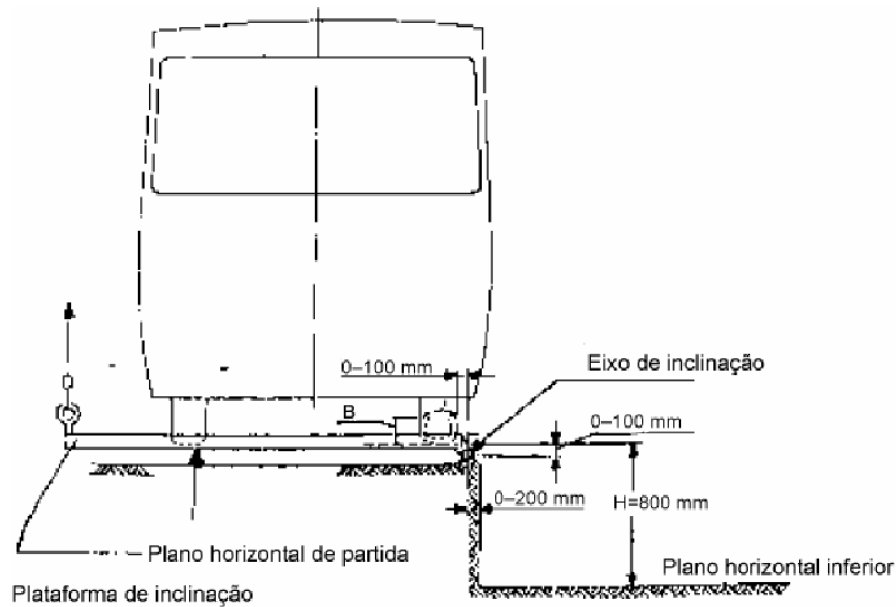


Figura 3.2: Desenho esquemático mostrando o dispositivo utilizado para o ensaio de tombamento [ECE R66, 2001].

Na Figura 3.3 se tem um desenho esquemático do ensaio de tombamento do ônibus. O veículo deve ser elevado pela plataforma de inclinação rotacionando-o com velocidade angular baixa (não deve exceder 5° por segundo), até ele tombar por efeito da gravidade.

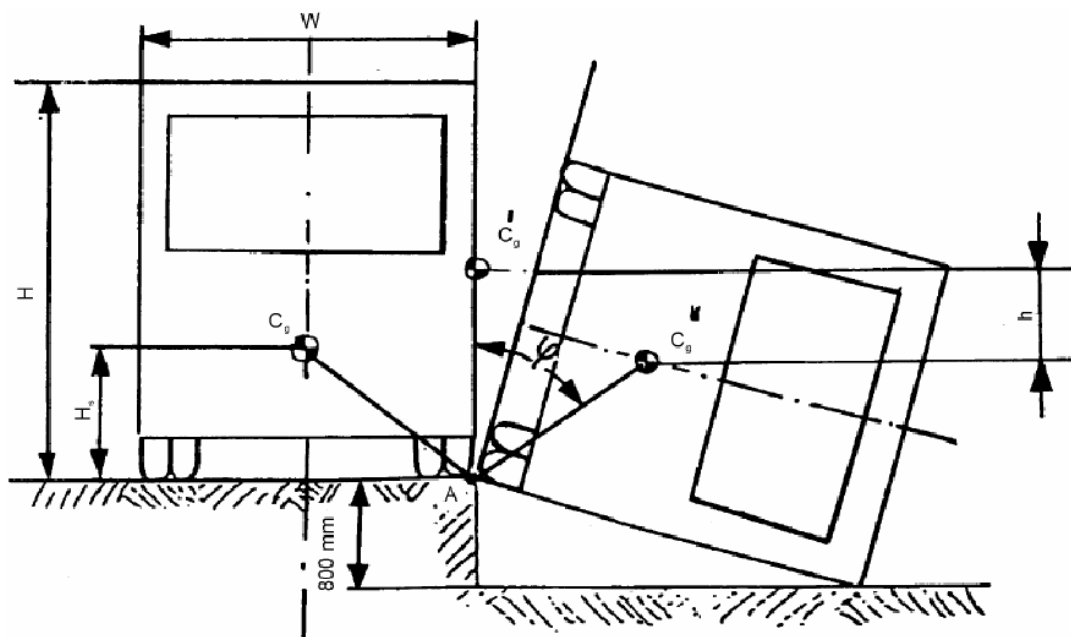


Figura 3.3: Desenho esquemático do teste de tombamento do veículo completo [ECE R66, 2001].

O espaço residual de sobrevivência é o volume definido no compartimento dos passageiros ao movimentar-se em linha reta o plano transversal vertical representado na Figura 3.4, de modo que o *Ponto R* representado na figura seja deslocado da posição do *Ponto R* do banco lateral mais recuado para a posição do *Ponto R* do banco lateral mais avançado, passando nesse trajeto pelo *Ponto R* de todos os bancos laterais intermediários.

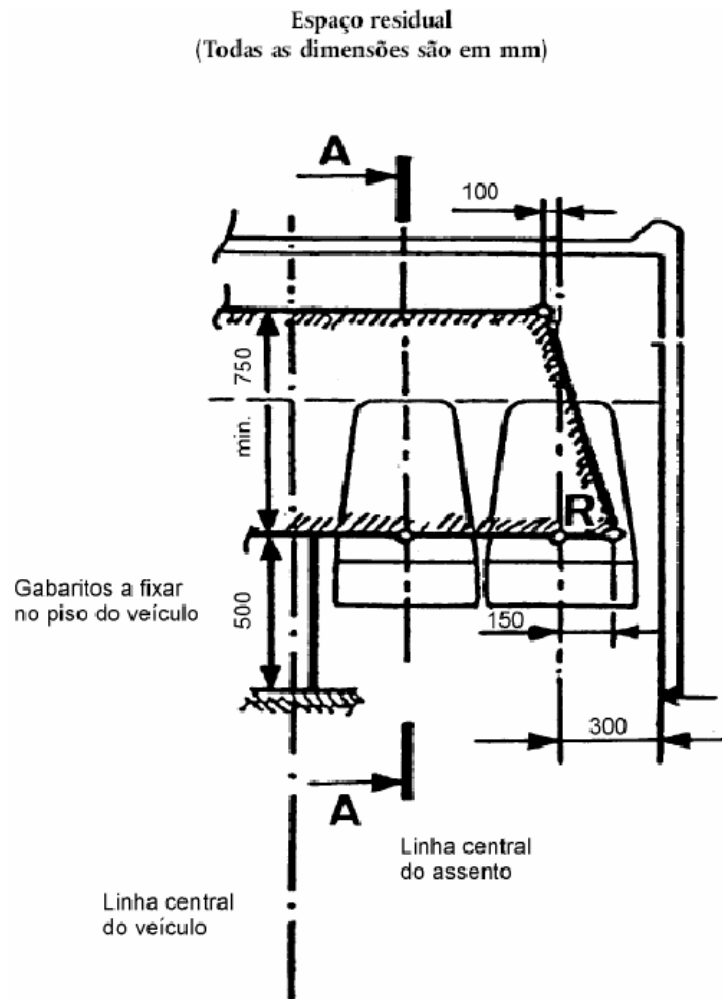


Figura 3.4: Plano que delimita o espaço residual de sobrevivência no interior do veículo. Corte transversal do veículo [ECE R66, 2001].

Os *Pontos R* representados na Figura 3.5 consideram-se situados a uma altura de 500mm acima do piso por debaixo dos pés dos passageiros, a 300mm da face interior da parede lateral do veículo e 100mm para a frente do encosto do banco correspondente, no eixo médio do banco lateral em questão.

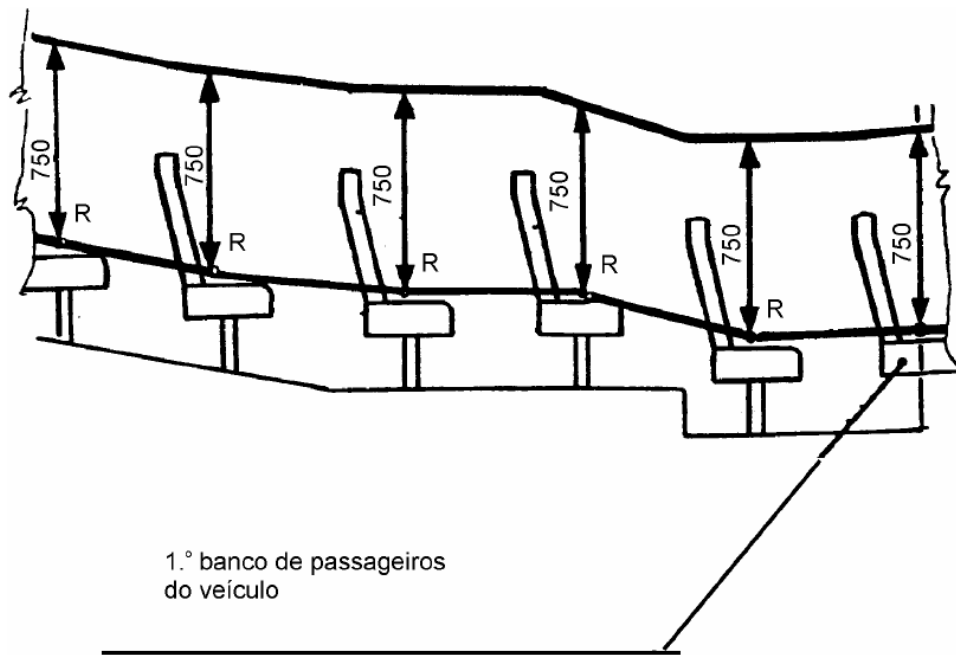


Figura 3.5: Seção A-A do veículo segundo o plano vertical que passa nos eixos médios dos bancos interiores. Corte longitudinal do veículo [ECE R66, 2001].

Então, um veículo é homologado nessa norma desde que nenhuma parte desse veículo que tenha sido deslocada durante o impacto invada esse espaço residual de sobrevivência dos passageiros. Para verificar o cumprimento desse requisito, se utiliza um sistema de fotografia ultra-rápida, gabaritos deformáveis ou outros meios adequados. Essa verificação deve ser efetuada em pelo menos duas posições, em princípio, na parte dianteira e na parte traseira do compartimento dos passageiros. Os gabaritos devem ser fixados a partes praticamente indeformáveis da estrutura.

Como já mencionado anteriormente, a norma ECE R66 [2001] permite a verificação da resistência estrutural do veículo aplicando um método de cálculo que simule o teste de tombamento aqui descrito. Esse procedimento é detalhado no *Apêndice 4 do Anexo IV*.

A norma exige que se for previsível que a estrutura venha a sofrer deformações que excedam o limite de escoamento dos materiais utilizados, os cálculos devem simular esse comportamento da estrutura sujeita a grandes deformações plásticas. Para verificar as hipóteses assumidas nos cálculos, o serviço técnico responsável poderá exigir o ensaio de determinados elementos de união ou de partes específicas da estrutura.

3.2 Simulação Numérica de Acidentes Veiculares

Segundo Ambrósio [1996], a análise da capacidade de absorção de impacto (CAI) de veículos de transporte em geral e, particularmente, em veículos terrestres, é o projeto mais desafiador entre estruturas mecânicas com comportamento não-linear.

Estruturas veiculares são comumente fabricadas unindo componentes formados por chapas finas utilizando, principalmente, juntas soldadas, colagem e rebites. As matérias-primas mais empregadas são aço, alumínio e materiais plásticos. Essa diversidade de materiais, geometrias e uniões tornam o projeto de veículos tão interessante. Mais ainda, quando se deseja projetar esse veículo visando seu comportamento durante uma carga extrema, como em um acidente, o que implica a consideração de diversas não-linearidades.

Para projetar um veículo frente a diferentes acidentes que este pode sofrer no seu uso, é necessário conhecer estatísticas sobre quais os tipos de acidentes e com que frequência esses acidentes ocorrem. Em Hamed, Jaradat & Easa [1998], um detalhado estudo estatístico sobre acidentes em micro-ônibus foi realizado na Jordânia, sendo os resultados também muito úteis para um projetista aqui no Brasil. Nesse trabalho se destacam os tipos de acidentes mais frequentes, os locais (urbano, suburbano ou rural) e horários do dia em que ocorreram, cruzando esses dados com as características dos motoristas envolvidos (idade, estado civil, anos de experiência como motorista de ônibus etc.).

Estudo similar foi desenvolvido em Viner [1993], onde foi constatado que um terço de todos os acidentes fatais em veículos que saem da estrada (excluídos os impactos com outros veículos ou obstáculos) nos Estados Unidos são causados por tombamento. Viner [1995] também destaca que os outros acidentes fatais em que não há colisão são causados por problemas nas vias, principalmente em curvas mal dimensionadas ou com defeitos no asfalto, que acabam causando perda de controle e derrapagens do veículo.

Ambrósio [1996] aborda a aplicação de testes de segurança em veículos, que podem ser realizados em dimensões reais ou escalas e também em veículos completos ou parciais, normalmente colidindo este veículo contra obstáculos rígidos. Em veículos que transportam passageiros, estes testes destrutivos têm a finalidade de assegurar a integridade dos sistemas de combustível, elétrico e estrutural, preservando a segurança dos passageiros e atendendo normas legais. Normalmente são utilizados nos testes manequins (*dummies*), simulando a reação do ser humano no momento da colisão. Neste manequim são controlados diversos pontos utilizando sensores de aceleração, deslocamento e força, sendo que normas determinam as condições críticas para a sobrevivência de um ser humano.

Em Honiball & Niekerk [2001] são realizados testes para verificação de resistência mecânica ao tombamento de caminhões leves que, na África do Sul, são muito utilizados para o transporte de pessoas na área rural. Os testes e critérios de aprovação do veículo são os mesmos descritos na norma ECE R66 [2001], porém o órgão regulamentador neste país é a South African Bureau of Standards (SABS). Dentre as opções de teste que a norma permite (ver seção 3.1), foi aplicado neste trabalho o teste de impacto de um pêndulo rígido contra uma porção da estrutura do veículo. É calculada a energia mínima que a estrutura deve absorver para parar o pêndulo sem invadir o espaço residual de sobrevivência.

Estes testes reais consomem muito tempo e são extremamente caros. Além disso, é necessário construir um protótipo do projeto para a realização do teste, o que normalmente ocorre em fases adiantadas do projeto, quando já é tarde para grandes mudanças de conceito. Nesse contexto, Ambrósio [1996] salienta que, com a evolução das ferramentas computacionais, tornou-se imprescindível a simulação numérica para avaliar o comportamento dos veículos e sua absorção de impacto em casos de acidentes.

Diferentes métodos numéricos são aplicados para simulações de acidentes veiculares. Por exemplo, em Carvalho [2004], é apresentado um procedimento para simulação de colisões de veículos terrestres deformáveis, cuja entrada são as condições imediatamente anteriores ao choque, produzindo como saída a evolução das variáveis controladas ao longo do tempo durante o impacto. Esse procedimento foi implementado utilizando o software Simulink/Matlab.

No trabalho de Honiball & Niekerk [2001], já mencionado anteriormente, o mesmo teste real de impacto do pêndulo rígido contra uma porção da estrutura do veículo que foi realizado, é também simulado numericamente utilizando o software MSC/DYTRAN. Esse procedimento foi adotado para calibrar o modelo numérico. Assim, diversas configurações de projeto do veículo podem ser testadas numericamente com um modelo confiável.

Em Giorda, Martella, Peroni & Vadori [2001] um sistema multicorpo é construído para simular o comportamento de um ônibus frente ao tombamento. São consideradas rótulas plásticas nas regiões com grande deformação plástica localizada. Dois exemplos de caracterização das rótulas plásticas utilizadas neste trabalho estão apresentados na Figura 3.6, sendo a primeira da coluna da lateral e a segunda do perfil do teto.

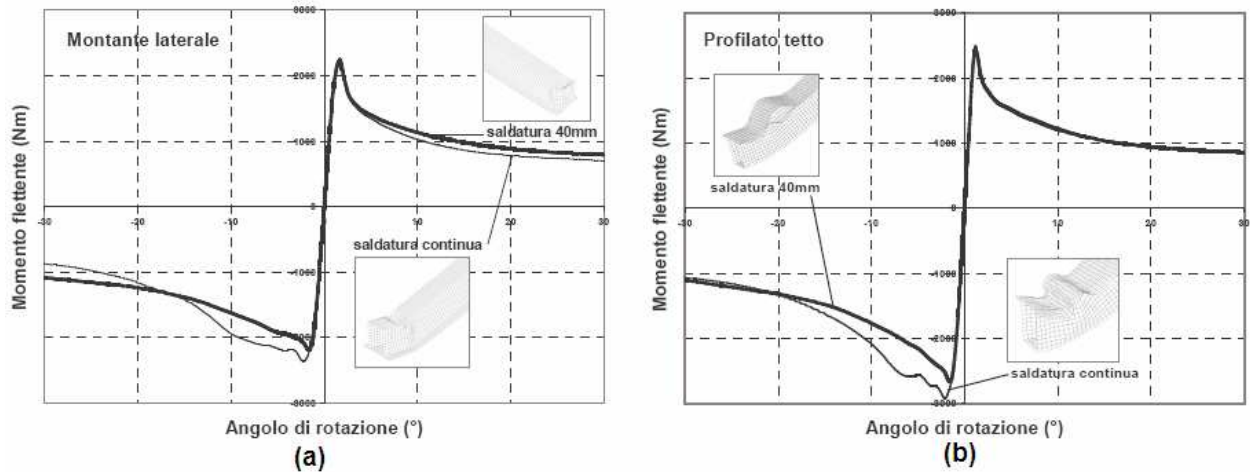


Figura 3.6: Curvas características das rótulas plásticas: (a) coluna da lateral e (b) perfil do teto do ônibus [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].

O sistema multicorpo do veículo em Giorda, Martella, Peroni & Vadori [2001] é utilizado para simular o teste definido pela norma ECE R66 [2001], porém foi utilizada somente uma porção do veículo na análise e não o veículo completo. Na Figura 3.7 é apresentada em (a) a estrutura do módulo ensaiado e em (b) o modelo multicorpo para a simulação de tombamento.

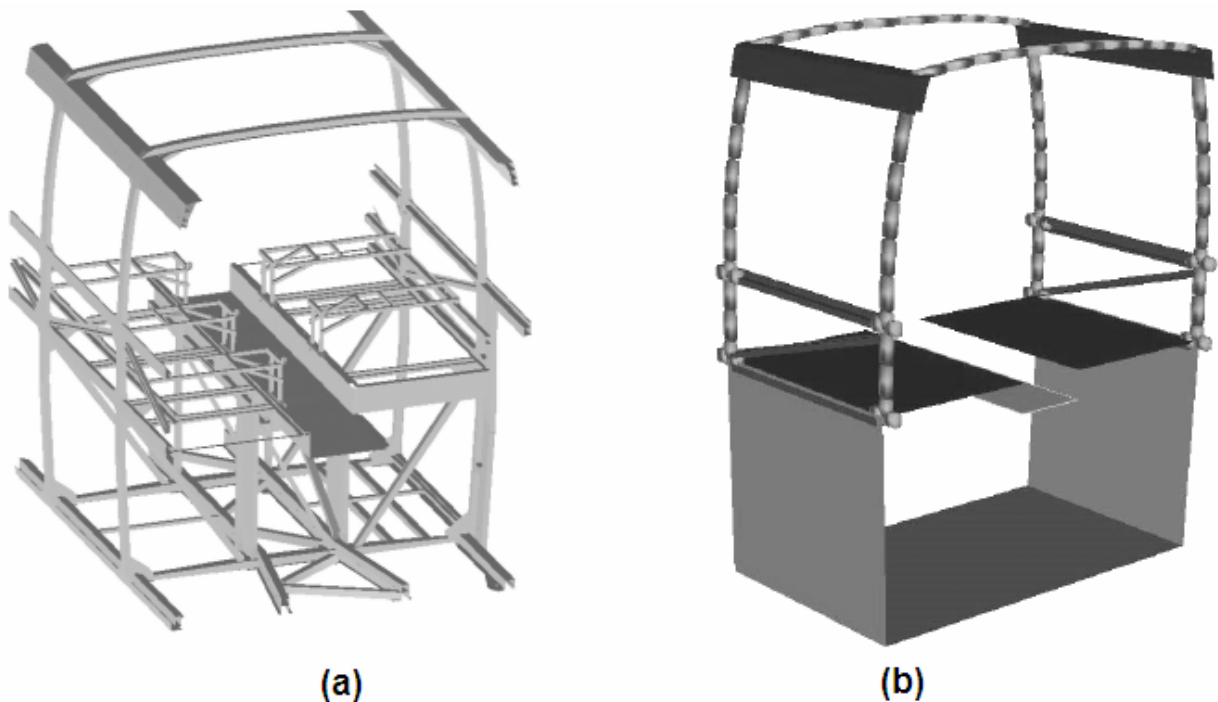


Figura 3.7: Estrutura do módulo ensaiado em (a) e o modelo multicorpo para a simulação de tombamento em (b) [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].

Na Figura 3.8, também retirada de Giorda, Martella, Peroni & Vadori [2001], é apresentada uma foto do teste tombamento de um veículo completo, conforme descrito na norma

ECE R66 [2001]. Ao lado se tem uma seqüência de quatro figuras dos resultados da simulação numérica, utilizando um modelo multicorpo, do tombamento de uma porção do veículo.

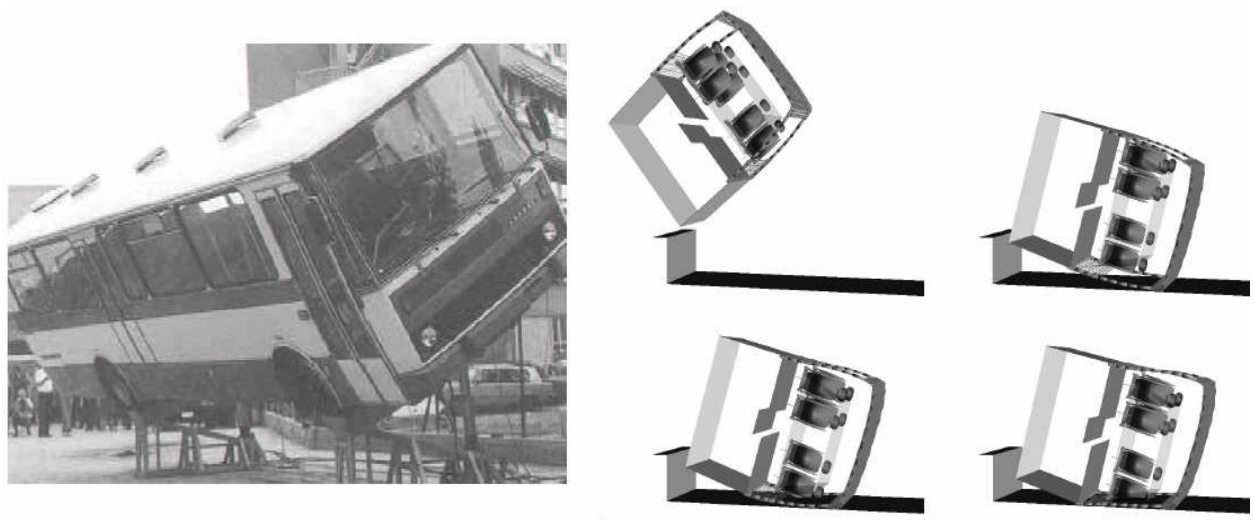


Figura 3.8: Foto de um teste de tombamento real em veículo completo e seqüência mostrando resultados da simulação numérica do tombamento de uma porção do veículo [Giorda, Martella, Peroni & Vadori, 2001].

3.3 Otimização de Estruturas Metálicas

Dentro do contexto da otimização estrutural, os algoritmos genéticos foram aplicados na otimização de estruturas treliçadas em trabalhos como os de Rajeev & Krishnamoorthy [1992] e de Adeli & Cheng [1993]. Nesses trabalhos, o método de Algoritmos Genéticos e seus diversos operadores são apresentados detalhadamente com o uso de exemplos.

Lu & Mäkeläinen [2006] utiliza algoritmos genéticos para a otimização das dimensões de telhas de aço trapezoidais. O objetivo da otimização é minimizar o peso sujeito as restrições prescritas pela norma Eurocode 3.

Nesta linha de pesquisa, dentro do Grupo de Mecânica Aplicada da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (GMAp/UFRGS) pode-se citar os seguintes trabalhos:

I. Mezzomo [2007] no qual se faz um estudo da otimização de forma da seção transversal das telhas utilizando-se algoritmos genéticos. Neste trabalho foram propostas diferentes funções objetivo, relacionadas com a minimização da flecha, a maximização da força crítica de flambagem elástica e a maximização da área de cobertura, baseando-se na análise feita pelo software de elementos finitos ANSYS.

II. Grigoletti [2008], onde se exploram as possibilidades de otimização paramétrica da seção transversal de perfis “U” com e sem enrijecedores de borda formados a frio quando submetidos à compressão. Muito interessante neste trabalho foi a aplicação de Algoritmos

Genéticos trabalhando em conjunto com uma função híbrida, mostrando ser essa uma maneira eficiente na busca do ótimo global em uma otimização.

III. Guerra [2008] realiza otimização de estruturas unifilares, tanto planas como espaciais, utilizando Algoritmo Genético. Através de estudos paramétricos da metodologia dos Algoritmos Genéticos são traçadas indicações de sugestões para a escolha dos parâmetros empregados que melhor se adequam à proposta de minimização de massa das estruturas analisadas. Similar ao que será apresentado nesse trabalho, em Guerra [2008] um exemplo de estrutura de treliça espacial é otimizada em termos das restrições impostas por uma Norma (NBR8800:2008).

Diversos trabalhos utilizando otimização em projetos automobilísticos, visando o aumento da segurança de passageiros, podem ser citados. Em Morandini [2000] se otimiza um perfil de alumínio utilizado como componente de segurança em veículos. Este componente fica fixado na direção longitudinal do veículo e sua função é, durante um impacto, deformar-se plasticamente para absorver a maior energia possível, protegendo assim os ocupantes do veículo. Morandini [2000] utiliza uma função objetivo que visa aumentar a energia absorvida por unidade de massa do componente. O componente é submetido a um teste padrão, onde uma massa de 110kg colide axialmente com o perfil a uma velocidade de 8m/s. Simula-se esse teste numericamente utilizando um software comercial de elementos finitos com integração explícita no tempo. A otimização estrutural também é realizada com um software comercial chamado PAM-OPT, baseado em aproximação linear dos máximos da função objetivo.

Kim [2001] apresenta a otimização de um perfil estrutural “S” utilizado para absorção de impacto em estruturas veiculares. O processo de otimização envolve a variação da secção transversal do perfil e o tipo de reforço interno aplicado, visando redução de sua massa e aumento da energia por ele absorvida durante um impacto frontal. Kim [2001] combina dois processos de otimização para alcançar o objetivo proposto: “*Design of Experiment*” e “*Response Surface Method*”.

Em Averill [2004] também são otimizadas estruturas veiculares sob cargas extremas de impacto objetivando o aumento da segurança dos passageiros. Nesse trabalho se propõe um estudo do comportamento dos componentes utilizando subestruturação, para simular apenas uma porção do veículo, porém levando em conta todo o comportamento estrutural do veículo completo durante o impacto. O objetivo desse método é reduzir drasticamente o tempo computacional de simulação dos componentes analisados, permitindo assim a aplicação de otimização estrutural. Essa metodologia é chamada por Averill [2004] de *COMPOSE* (*COMponent Optimization within a System Environment*). Para a simulação computacional dos

componentes veiculares sob impacto se utiliza o software comercial de elementos finitos Ls-Dyna [2007].

Em Fu, Zhou, Kang, Lakshminarayan & Cheng [2003] é simulado numericamente, utilizando o software comercial de elementos finitos MADYMO, o impacto frontal de um carro com motorista a diferentes velocidades. Busca-se então a otimização da segurança desse veículo empregando algoritmos genéticos. A função objetivo visa reduzir a distância de deformação do veículo, porém existem sessenta restrições para essa função. As restrições levam em conta as diversas forças máximas que uma pessoa pode suportar nesse tipo de acidente veicular, descritas na norma FMVSS [2006]. Essas forças são retiradas do *dummy* contido no modelo numérico.

Chen [2001] também utiliza algoritmo genético para otimizar estruturas sob impacto. O algoritmo genético é empregado nesse trabalho devido a sua robustez na busca global de projetos otimizados, mesmo quando esse algoritmo é aplicado em problemas muito instáveis, como em impacto de estruturas, por exemplo. O comportamento dos componentes sob impacto é simulado utilizando software comercial de elementos finitos explícitos (DYNA3D).

Belingardi, Chiandussi, Gaviglio & Giorda [2002] abordam o melhoramento de segurança passiva de um ônibus sob tombamento aplicando otimização estrutural. Os conceitos da norma ECE R66 [2001] são aplicados para simular o tombamento de um ônibus utilizando o software comercial de elementos finitos MADYMO. É simulado um módulo do veículo, similar ao apresentado na Figura 3.7, sendo que este modelo numérico é formado por um misto de multicorpo (rótulas plásticas unindo elementos rígidos) e elementos finitos deformáveis. No processo de otimização do veículo se aplica “*Design of Experiment*” e “*Response Surface Method*”. Muito interessante a função objetivo empregada na otimização em Belingardi, Chiandussi, Gaviglio & Giorda [2002], que consiste em minimizar o parâmetro de dano *RIP* (*Rollover Injury Parameter*). O parâmetro *RIP* é calculado como uma combinação linear de diversos parâmetros biomecânicos de lesões, sendo esses valores biomecânicos extraídos dos *dummies* implementados no modelo matemático de tombamento do ônibus.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentadas primeiramente as metodologias aplicadas para definição das posições e curvas características de rótulas plásticas que aparecem em uma estrutura de ônibus submetido a um tombamento. Os métodos utilizados são divididos em experimental e numérico, sendo que nesse último aplica-se simulação pelo método dos elementos finitos. Na seqüência é apresentado o método empregado na simulação do tombamento do ônibus completo, que utiliza as premissas descritas na seção 2.5.2 para simplificar o modelo numérico e possibilitar a aplicação deste método em processos de otimização. Por fim são apresentados os procedimentos para a otimização estrutural utilizando de algoritmos genéticos que serão aplicados nos modelos numéricos.

4.1 Definição das Rótulas Plásticas

Com o intuito de utilizar um modelo simplificado para simulação de tombamento do ônibus, os conceitos apresentados na seção 2.5.2 serão aplicados. O modelo do ônibus completo será um sistema multicorpo formado por uma combinação de elementos flexíveis (componentes elásticos ou elasto-plásticos) e elementos rígidos, sendo esses últimos unidos através de juntas, as rótulas plásticas [Ambrósio, 2001]. Essas rótulas plásticas podem ser caracterizadas de duas maneiras: através de ensaios experimentais ou através de simulação numérica.

Para ambos os métodos primeiramente devem-se definir todos os locais onde possivelmente poderiam formar-se as rótulas plásticas no casulo estrutural. Segundo Ambrósio, Pereira & Silva [1996], a posição das rótulas plásticas deve ser determinada pela análise do engenheiro, pois mesmo tendo as mesmas condições de contorno e a mesma direção de aplicação da carga, casulos estruturais com diferentes formas construtivas podem formar rótulas plásticas em locais totalmente diferentes.

Na Figura 4.1 é possível observar duas representações esquemáticas de anéis estruturais de um ônibus deformadas após um tombamento. Apesar da semelhança construtiva as rótulas plásticas se formam em lugares distintos. Isso pode ocorrer quando se utilizam diferentes combinações de tubos para a construção de cada anel estrutural, por exemplo.

Por experiência em ensaios deste tipo e verificação de acidentes em rodovias, sabe-se que as rótulas plásticas formam-se nas proximidades das uniões estruturais descritas na seção 2.7.4. Como não se tem certeza da posição exata de formação das rótulas plásticas e durante a otimização estrutural, com a variação das propriedades geométricas das uniões estruturais, a

posição de formação das rótulas plásticas também pode variar, as uniões estruturais serão estudadas com um nível de detalhamento elevado, como será mostrado na seqüência.

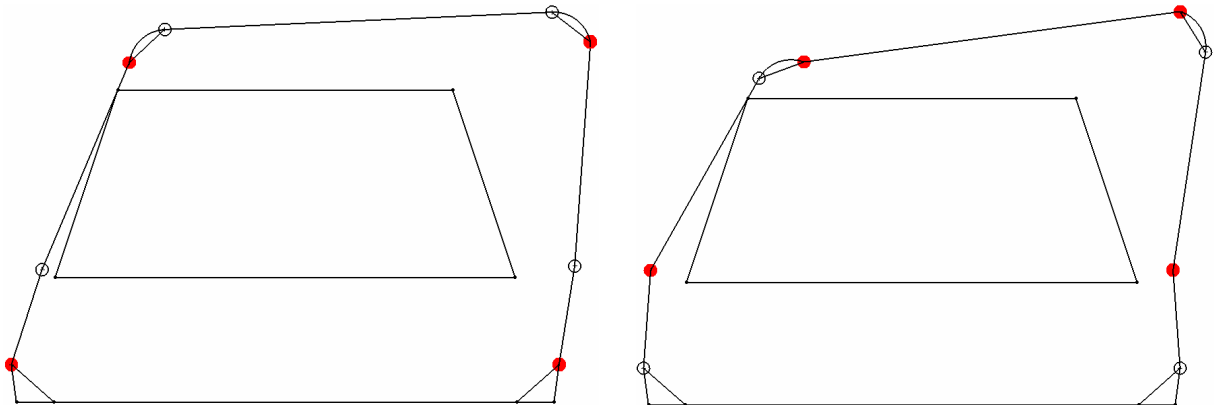


Figura 4.1: Representação esquemática de dois anéis estruturais de ônibus formando rótulas plásticas em locais distintos (demarcadas em vermelho em cada anel estrutural).

Nas seções 4.1.1 e 4.1.2 serão descritas as metodologias empregadas para definir a localização e caracterizar as rótulas plásticas. A metodologia será exemplificada em uma união estrutural da lateral com a base (ver seção 2.7.4), porém o mesmo procedimento é empregado em todas as uniões estruturais do ônibus, para contruir o modelo completo.

4.1.1 Método Experimental

O primeiro método utilizado para determinar as posições e curvas características de rótulas plásticas neste trabalho foi através de ensaios experimentais. Para isso foram construídas uniões estruturais com as mesmas propriedades geométricas, materiais e parâmetros de soldagem utilizados na construção da estrutura do ônibus, isto é, uniões estruturais iguais às que compõem a estrutura real da carroceria. O material utilizado nas uniões estruturais tem as seguintes propriedades mecânicas:

- Módulo de Elasticidade: $E_L = 210 \times 10^9$ Pa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$
- Densidade: $\rho = 7850$ kg/m³
- Tensão de Ruptura: $\sigma_{rup} = 460 \times 10^6$ Pa
- Tensão de Escoamento: $\sigma_{esc} = 380 \times 10^6$ Pa

Também é necessário ajustar as condições de contorno dos ensaios para que as uniões estruturais se deformem da mesma maneira que se deformariam se estivessem no veículo sofrendo um tombamento. Para o caso que será detalhado aqui, a união da lateral com a base, os tubos que formam a base foram fixados rigidamente à estrutura do pórtico (Figura 4.2), pois o

restante da estrutura da base não se deforma durante o tombamento, podendo ser considerada rígida. Para causar a deformação é aplicada uma carga quasi-estática nos corpos de prova. O ponto de aplicação da carga deve estar distante dos locais de possível formação da rótula plástica.

No ensaio da Figura 4.2 a estrutura da coluna entre-janelas é puxada na direção do interior do veículo, sendo que se aplica a carga na extremidade superior da peça. É muito importante que a carga aplicada permaneça, durante todo o ensaio, na direção perpendicular ao corpo de prova, pois dessa forma a carga terá um braço de alavanca a partir do ponto de formação da rótula plástica. Essa condição de aplicação da carga é garantida através de uma fixação intermediária entre o ponto de aplicação da carga, a célula de carga e a base rígida do pórtico. Essa fixação pode ser vista na indicação (1) da Figura 4.2.

No ponto de aplicação da força, há uma célula de carga para determinar a carga normal aplicada durante todo o teste. Essa carga normal multiplicada pelo braço de alavanca, medido depois de terminado o ensaio (distância entre o ponto de aplicação da carga e a rótula plástica formada), representa o valor de momento aplicado. Um inclinômetro fixado na extremidade superior do corpo de prova determina o ângulo de inclinação durante a deformação. Adquirindo esses dois dados ao longo do tempo, é possível caracterizar o comportamento da rótula plástica através da curva do momento aplicado versus ângulo de rotação.

São necessários no mínimo dois ensaios para cada união estrutural, pois existem duas direções para a deformação, uma na direção interna do veículo (como no ensaio apresentado na Figura 4.2) e outra na direção externa do veículo. Define-se assim a curva completa da rótula plástica (direção positiva e negativa), sendo possível representar as deformações causadas pelo tombamento nos lados esquerdo e direito do veículo. Os resultados obtidos nesses testes são apresentados na seção 5.1.

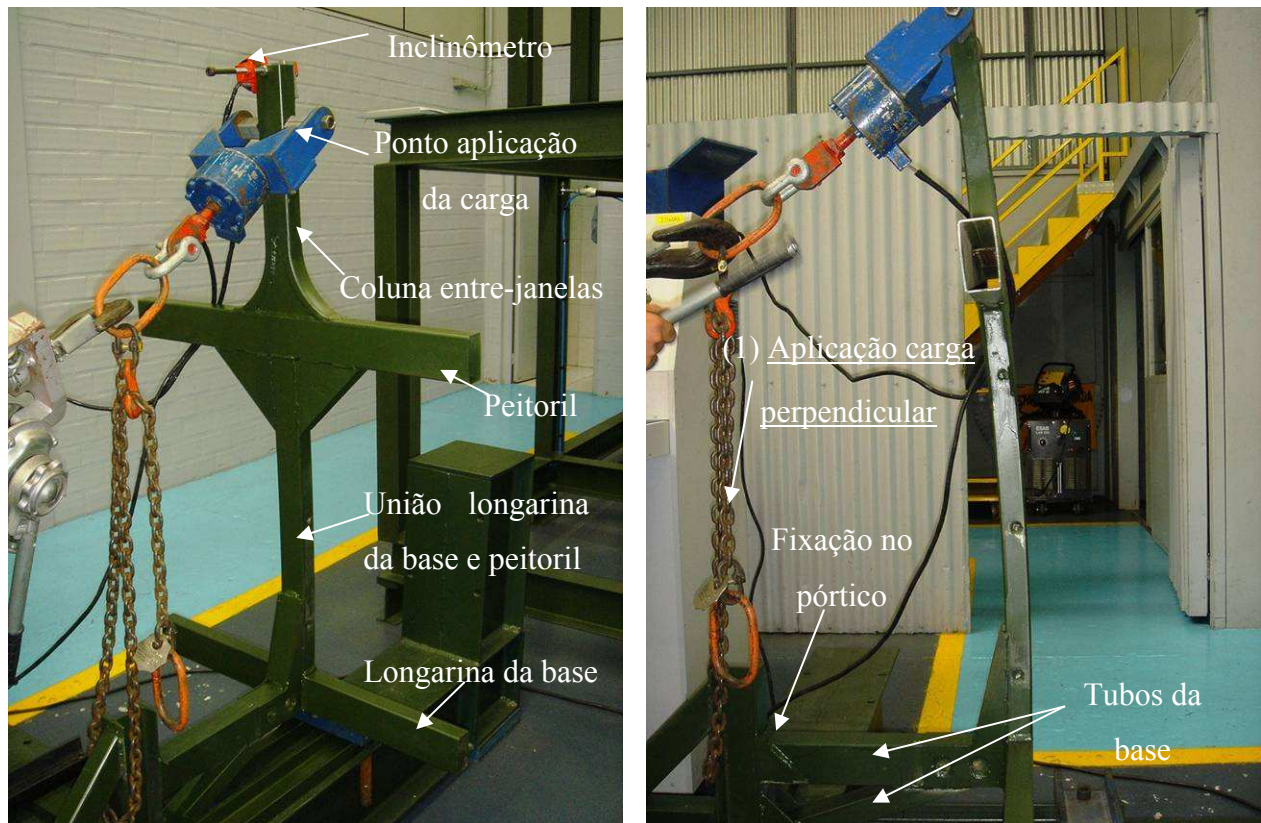


Figura 4.2: Ensaio experimental para determinação das características da rótula plástica da união da lateral com a base.

4.1.2 Método Numérico (FEM)

Outro método utilizado para determinar as posições e curvas características de rótulas plásticas neste trabalho foram simulações numéricas, aplicando o método dos elementos finitos. Neste caso, uniões estruturais iguais às utilizadas nos ensaios descritos na seção anterior foram modeladas e com elas simularam-se os ensaios experimentais, aplicando as mesmas condições de contorno e carga.

Os modelos geométricos das uniões estruturais foram construídos no software SolidWorks [2006]. A estrutura foi simplificada nos detalhes de uniões soldadas e foi totalmente modelada utilizando-se superfícies, pois como a estrutura é formada por tubos e chapas finas foram eliminadas as espessuras, que serão adicionadas como propriedade geométrica no pré-processamento da análise de elementos finitos. Esta estrutura formada apenas por superfícies pode ser melhor compreendida observando-se a Figura 4.3, onde é possível perceber, no detalhe, que o tubo não tem espessura, as suas paredes são apenas superfícies (2D).

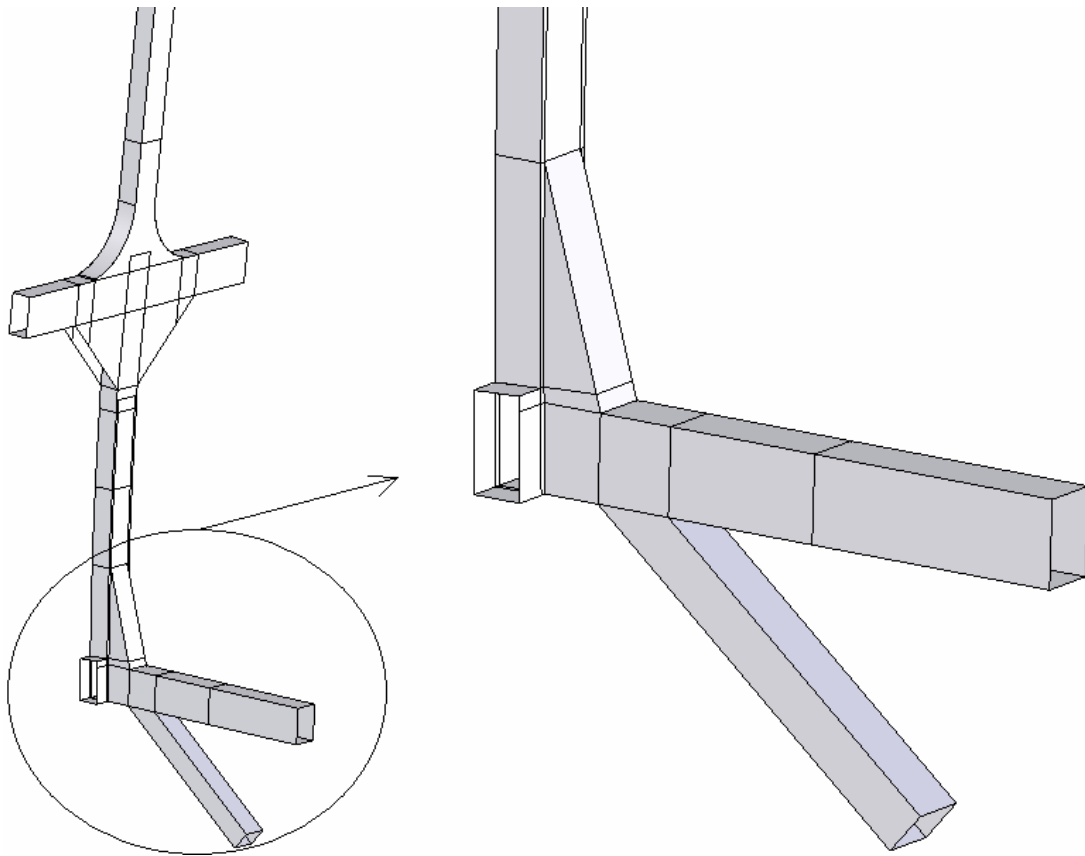


Figura 4.3: Modelo geométrico da união da lateral com a base construído somente com superfícies no SolidWorks [2006].

O modelo no SolidWorks [2006] poderia ser confeccionado da maneira convencional, com três dimensões, e depois aplicado o comando Mid-Surface no Ansys/DesignModeler [2007] para apagar os sólidos e criar automaticamente superfícies no centro das espessuras das faces dos sólidos apagados. Esse método simplifica uma etapa no pré-processamento, pois ao apagar o sólido, a superfície criada já tem a sua espessura associada como propriedade geométrica automaticamente. Por outro lado, as folgas criadas pela distância entre um tubo e a superfície média de outro (ver Figura 4.4) dificulta a criação de contato entre as diferentes partes no Ansys/Is-Dyna [2007]. Por essa razão, todas as uniões estruturais foram modeladas utilizando somente superfícies no SolidWorks [2006].

Depois de modelada a união estrutural, esta é importada para o software Ansys/Is-Dyna [2007] para iniciar o pré-processamento. Isto é, a partir da geometria se inicia a construção do modelo matemático para a simulação através do método dos elementos finitos.

Como a estrutura é formada somente por superfícies é possível utilizar elementos de casca para simplificar o modelo matemático. O elemento selecionado é o “*SHELL163*” [Ansys/Is-Dyna, 2007], que é um elemento aplicado em análises dinâmicas com formulação

explícita (ver seção 2.3.4). Este elemento é de casca fina, sendo formado por quatro nós e com seis graus de liberdade em cada nó (deslocamentos e rotações nas direções x , y e z). Esse elemento permite tanto cargas no plano da casca e quanto normais a ela.

A espessura de cada elemento de casca fina é adicionada ao modelo como uma propriedade geométrica através do comando “ R ”, que define as *Real Constants* do modelo numérico.

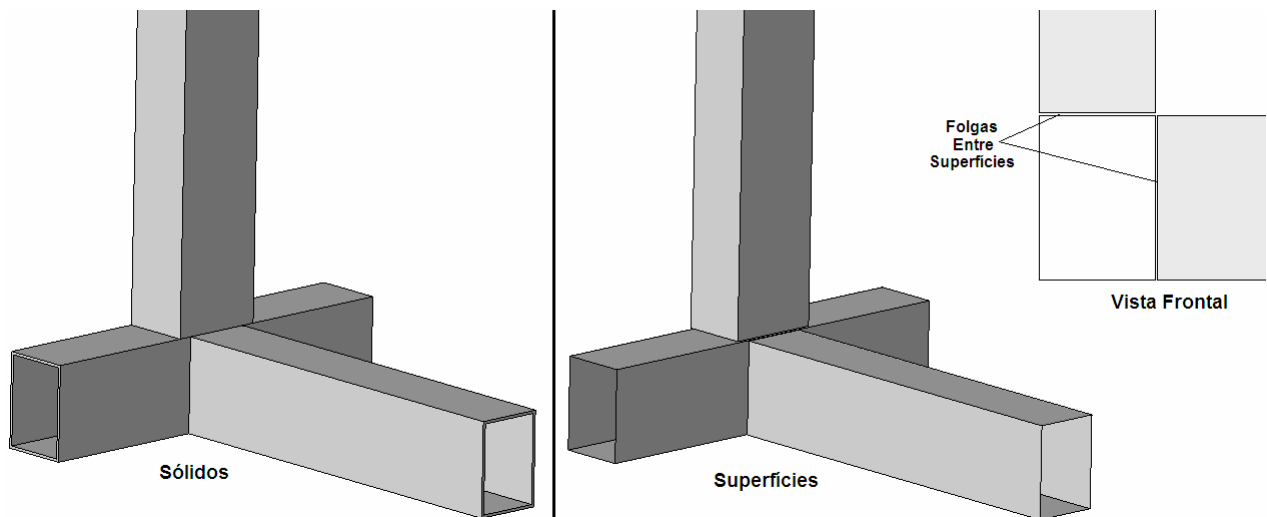


Figura 4.4: Folga criada devido à geração de superfícies médias automaticamente a partir dos sólidos.

Também é necessário definir as propriedades dos materiais do modelo. Utilizando o comando “ MP ” definem-se as propriedades lineares do aço que compõe as peças que formam a união estrutural:

- Módulo de Elasticidade: $E_L = 210 \times 10^9$ Pa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$
- Densidade: $\rho = 7850$ kg/m³

Para definir as propriedades não-lineares do aço é utilizando o comando “ TB ”. O tipo de material selecionado é o BISO (material isotrópico bilinear com endurecimento) da biblioteca do Ansys/Ls-Dyna [2007]. Este material utiliza o critério de von Mises acoplado com um endurecimento isotrópico do material.

O comportamento do material é descrito por uma curva tensão-deformação bilinear iniciando na origem com valores positivos de tensão e deformação. A inclinação inicial da curva é definida pelo Módulo de Elasticidade (E_L). Quando atingida a Tensão de Escoamento (σ_{esc}) a curva segue a segunda inclinação definida pelo Módulo de Elasticidade Tangente (E_{tan}), que

possui as mesmas unidades do Módulo de Elasticidade. Este Módulo Tangente não pode ser menor que zero nem maior que o Módulo de Elasticidade. Como se sabe que as deformações máximas obtidas nesses ensaios não chegam a romper o material, nenhum critério para considerar a fratura é levado em conta. Os valores das propriedades que definem o comportamento plástico do aço estudado são:

- Módulo de Elasticidade Tangente: $E_{\text{tan}} = 333 \times 10^6 \text{ Pa}$
- Tensão de Escoamento: $\sigma_{\text{esc}} = 380 \times 10^6 \text{ Pa}$

Definidos os parâmetros característicos do material e geométricos é criada a malha de elementos finitos (mesh). O tamanho médio selecionado para os elementos das uniões estruturais é 10mm (tamanho de cada lateral de um elemento de área quadrado). A malha gerada pelo software Ansys/Ls-Dyna [2007] para a simulação da união da lateral com a base pode ser visualizada na Figura 4.5, e para se ter uma idéia da complexidade desses estudos, este modelo numérico em específico possui 8202 elementos, formados por 8171 nós e gerando um total de 49026 graus de liberdade.

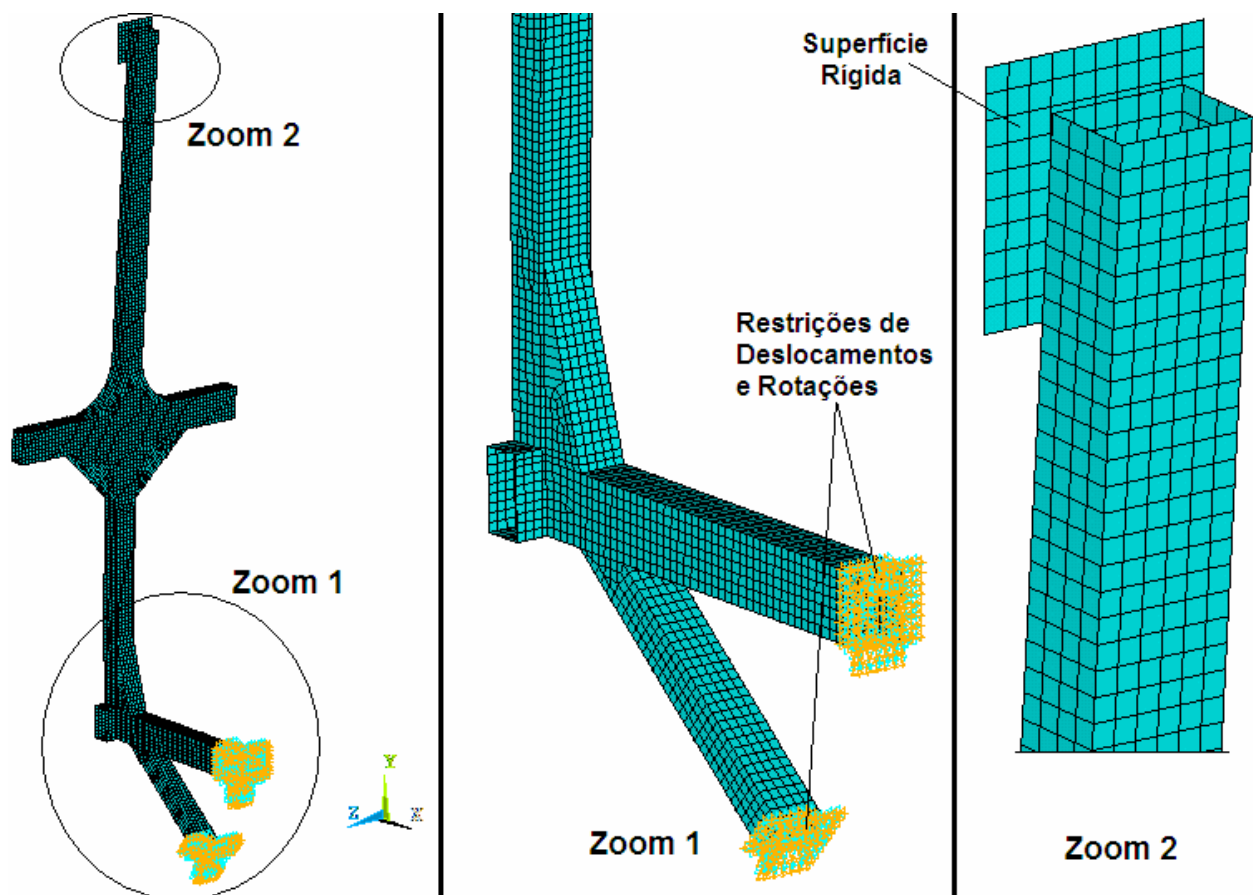


Figura 4.5: Malha de elementos finitos de casca fina gerada para o modelo numérico da união da lateral com a base.

Outro ponto importante durante o pré-processamento é a criação do contato entre as diferentes peças soldadas que formam a união estrutural. Os cordões de solda não foram modelados para simplificar o modelo numérico. Duas maneiras foram usadas nos modelos para definir esses contatos e representar as uniões soldadas entre os componentes.

A primeira forma para definir contatos é o “*merge*” (comando “*NUMMRG*” no Ansys/Ls-Dyna [2007]), isto é, dois ou mais nós coincidentes dentro de uma distância (tolerância) definida pelo usuário são unidos transformando-os em apenas um nó que faz parte de elementos de duas ou mais partes. Esse comando é facilmente aplicado, porém as geometrias das partes devem ser previamente trabalhadas para garantir que os nós de ambas estarão a uma distância inferior à tolerância especificada.

Antes de aplicar o comando “*merge*”, a geometria precisa ser trabalhada já no SolidWorks [2006], especificamente em algumas uniões de peças. Na Figura 4.3 é possível observar linhas divisórias entre as superfícies, eles são criadas dessa forma para que os componentes unidos através de solda na estrutura real, possuam linhas sobrepostas em suas geometrias no modelo numérico. Com isso se garante que, depois de gerada a malha no Ansys/Ls-Dyna [2007], partes diferentes possuirão nós coincidentes (distância inferior a tolerância de 0,1mm).

No Zoom 1 da Figura 4.5, é possível observar os nós de diferentes componentes unidos, representando a união soldada entre eles. O perigo deste comando é utilizar uma tolerância elevada para unir os nós desejados, unindo assim outros nós do modelo que deveriam permanecer separados.

A segunda maneira de representar as uniões soldadas no modelo foi especificando parâmetros de contato. Para análises explícitas no Ansys/Ls-Dyna [2007] o comando utilizado é o “*EDCGEN*”, através dele se determina como irão interagir diferentes partes (componentes separados) do modelo. Nesse caso, como se pretendia simplesmente unir diferentes partes, a opção aplicada foi “*TNTS*” (*tiebreak nodes-to-surface contact*).

Depois de finalizada todas as etapas descritas anteriormente foram aplicadas as condições de contorno ao modelo numérico. Essas condições de contorno são aplicadas de forma que representem os ensaios experimentais. Para o caso da união da lateral com a base foram aplicadas restrições de todos os deslocamentos e rotações nos nós das extremidades dos tubos da base, como pode ser visto no Zoom 1 da Figura 4.5. Para aplicar as restrições no modelo numérico foi utilizado o comando “*D*”.

Para aplicar o deslocamento prescrito na extremidade superior da coluna entre-janelas vários métodos foram testados, porém o que apresentou melhores resultados em comparação com os ensaios experimentais foi criar uma superfície rígida (ver Zoom 2 da Figura 4.5) e aplicar um deslocamento quasi-estático nessa superfície. É preciso também definir contato entre a superfície e a união estrutural. Essa superfície irá colidir com a união estrutural e empurrá-la lentamente, gerando assim um deslocamento prescrito no local desejado.

A superfície rígida é criada da mesma maneira que foram criadas as superfícies que formam a união estrutural, porém o material considerado deve ser rígido, utilizando para isso o comando “*EDMP,RIGID*”. Para aplicar o deslocamento prescrito na superfície rígida se utiliza o comando “*EDLOAD*”, juntamente com os dois vetores que caracterizam a curva tempo versus deslocamento na superfície rígida. Para finalizar esse procedimento utiliza-se novamente o comando “*EDCGEN*” para definir o contato entre a superfície rígida e a união estrutural, porém diferentemente da situação anterior quando esse comando foi utilizado para unir duas partes, aplicou-se nesse caso a opção “*STS*” (*surface-to-surface contact*) para gerar o contato entre as partes.

Outra vantagem de aplicar a metodologia descrita no parágrafo anterior é que através do arquivo “*RCFORC*” (comando “*EDOUT,RCFORC*”), gerado pelo Ansys/Ls-Dyna [2007] durante a solução do problema, se extrai as diretamente as forças de reação no contato entre a superfície rígida e o corpo de provas. Essa força de reação é multiplicada pelo braço de alavanca (distância entre o ponto de aplicação da carga e a rótula plástica formada) depois de finalizada a simulação e se tem o momento aplicado. Este momento fletor ao longo da aplicação da carga, juntamente com o ângulo de inclinação do corpo de prova durante o teste, formam a curva característica da rótula plástica da união estrutural estudada. Os resultados obtidos utilizando modelos numéricos são apresentados na seção 5.2.

4.2 Construção do Modelo Numérico da Simulação de Tombamento do Ônibus

Estudando os danos causados em uma estrutura de ônibus rodoviário após um tombamento, pode ser determinado que sua configuração deformada final é resultado da interação entre deformações concentradas nas rótulas plásticas e deformações elasto-plásticas distribuídas nos tubos que formam o casulo estrutural.

O modelo numérico da estrutura do ônibus é formado por elementos de viga “*BEAM161*” [Ansys/Ls-Dyna, 2007]. A formulação aplicada ao modelo é baseada em Hughes-Liu com integração na secção transversal, sendo que cada elemento possui dois nós e seis graus de liberdade por nó (deslocamentos e rotações nas direções x, y e z). Novamente não-linearidades

do material e geométrica são consideradas. São utilizados elementos de viga nesse caso, ao invés de elementos de casca, porque eles representam fielmente o comportamento de deformações elasto-plásticas generalizadas nos tubos que formam o casulo estrutural e reduzem consideravelmente a complexidade do modelo.

O material que compõem os tubos, representados pelos elementos de viga no modelo numérico, têm o mesmo material descrito na seção 4.1.2, sendo que as propriedades do mesmo são aplicadas no software utilizando os mesmos comandos já descritos (“*MP*” e “*TB*”). As propriedades geométricas das seções transversais dos tubos (forma, altura, largura e espessura da seção transversal) são aplicadas através do comando “*R*”, que também foi utilizado para definir as espessuras dos elementos de casca na seção 4.1.2.

É importante mencionar que o material aplicado no modelo numérico não considera os efeitos da taxa de deformação descritos na seção 2.5.3. Isso porque as taxas de deformações no material da estrutura da carroceria, geradas durante o tombamento do ônibus, são consideradas baixas e, para o caso estudado, esse efeito é desconsiderado. Porém, esse efeito pode ser facilmente acrescentado ao modelo numérico quando necessário. Para isso também se utiliza o comando “*MP*”, sendo que o Ansys/Ls-Dyna [2007] fornece diversas formas de relacionar a curva tensão versus deformação com a taxa de deformação.

Para considerar as deformações plásticas localizadas foram criadas rótulas plásticas nos pontos determinados através das simulações e ensaios experimentais das uniões estruturais (ver seção 4.1). Para criar a rótula plástica utiliza-se o comando do Ls-Dyna [2007] “**CONSTRAINED_JOINT_SPHERICAL*”, comando este que define uma junta esférica entre dois corpos rígidos. Para isso, no modelo numérico, dois elementos que inicialmente eram elasto-plásticos foram alterados para materiais rígidos e entre dois nós diferentes e coincidentes no ponto comum entre os corpos, cria-se a junta esférica (ver Figura 4.6). A junta criada é esférica porque esta é a junta que melhor representa o comportamento de deformação visto nos ensaios experimentais e modelos numéricos para todas as uniões estruturais do ônibus.

O Ansys/Ls-Dyna [2007] fornece diversos tipos de juntas que podem ser aplicadas conforme o comportamento de deformação que se deseja representar, como: juntas de revolução, juntas cilíndricas, juntas translacionais, juntas planares etc. As juntas esféricas permitem definir curvas de momento fletor versus ângulo de giro nas três direções de rotação da mesma. Para o caso de tombamento do ônibus, se define e aplica a curva característica da junta esférica somente na direção transversal do ônibus, pois ocorrem deformações da estrutura do ônibus apenas nesse sentido, como já foi explicado na seção 4.1.

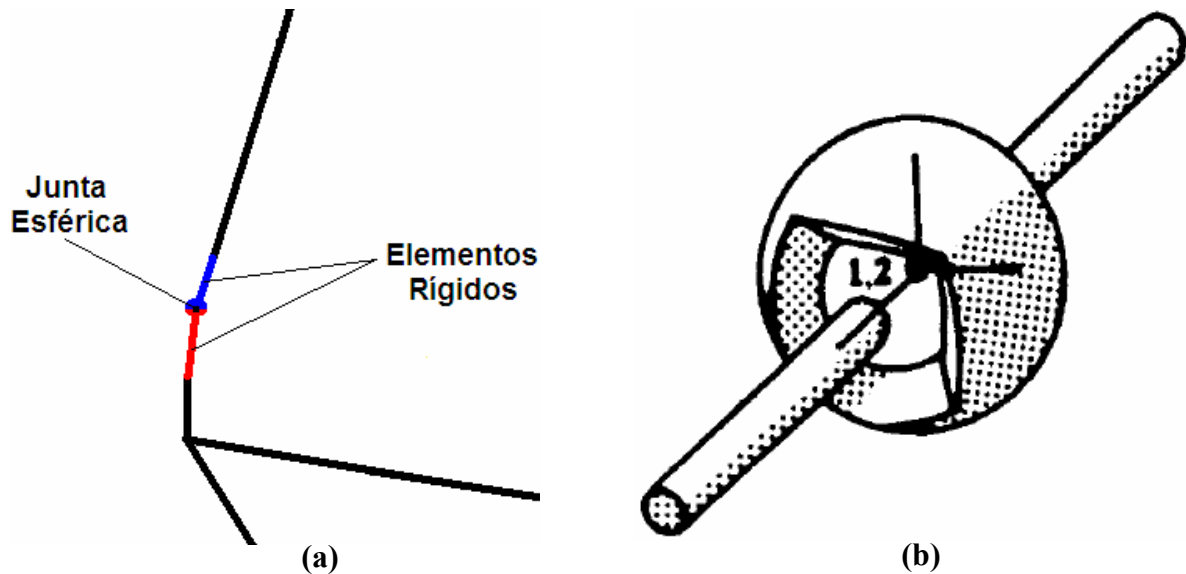


Figura 4.6: Junta esférica criada no modelo, unindo dois corpos rígidos que tem nós coincidentes em (a) e desenho esquemático da junta esférica [Ansys/Ls-Dyna, 2007] em (b).

O modelo de vigas não exige uma malha tão refinada quanto o modelo de cascas desenvolvido anteriormente. O tamanho médio de elemento escolhido para gerar a malha da estrutura do veículo completo para simulação de tombamento é 50mm, gerando um modelo com 9547 elementos, formados por 18500 nós que têm 111000 graus de liberdade no total.

Para representar o tombamento segundo a norma ECE R66 [2001], é adicionado ao modelo numérico uma superfície rígida e estática que representa o solo onde a estrutura do ônibus irá colidir. É considerado contato entre os elementos de viga do casulo estrutural e esta superfície rígida através do comando “*EDCGEN*” [Ansys/Ls-Dyna, 2007], utilizando-se nesse caso a opção “*ASSC*” (*automatic single surface contact*).

Para considerar as condições iniciais do modelo numérico, posiciona-se o veículo como se estivesse uma fração de segundo anterior ao impacto do teto com o solo e, através do cálculo cinemático de corpo rígido, se define a velocidade angular do ônibus neste exato momento. Para aplicar essa velocidade angular em todas as partes que formam o ônibus a melhor maneira é através do comando “**INITIAL_VEHICLE_KINEMATICS*” [Ls-Dyna, 2007]. Também é considerado no modelo o efeito da gravidade através do comando “**LOAD_BODY_GENERALIZED*” [Ls-Dyna, 2007].

O modelo numérico descrito até aqui representa somente o casulo estrutural e chassi do ônibus, isto é, a estrutura ou porção do veículo que se deforma durante o impacto transformando a energia cinética em a energia interna. Porém, o ônibus possui diversos outros componentes que definem sua massa e modificam a forma de deformação do veículo, devido à alteração da

posição do seu centro de gravidade. No modelo do veículo, as massas são distribuídas de duas formas:

I. Quando os componentes são fixados em diversos pontos ao longo de uma região da estrutura do ônibus, a massa é acrescentada ao modelo elevando a densidade da região onde esse componente está fixado;

II. Quando os componentes são fixados em pontos localizados da estrutura do ônibus, a massa é acrescentada ao modelo através de elementos de massa.

Da primeira forma descrita, foram acrescentados os seguintes componentes:

- A densidade da estruturas das laterais da carroceria foi elevada para considerar as massas do chapeamento lateral (135kg), das portinholas (655kg), dos acabamentos internos (150kg), do rodapé (115kg) e das janelas (875kg, incluindo estruturas, vedações e vidros);
- A densidade da estrutura da base superior foi elevada para considerar as massas do assoalho dos passageiros (340kg) e assoalho do motorista mais o painel (120kg);
- A densidade da estrutura do teto foi elevada para considerar as massas do revestimento externo do teto (200kg), do revestimento interno (140kg), do porta-pacotes (220kg) e acabamentos (90kg);
- A densidade da estrutura da frente foi elevada para considerar as massas do pára-brisa (85kg), da fibra dianteira (70kg), do pára-choque dianteiro (35kg) e tampa de manutenção frontal (25kg);
- A densidade da estrutura traseira foi elevada para considerar as massas da fibra traseira (80kg), da tampa de manutenção traseira (55kg) e do pára-choque traseiro (35kg);
- A densidade da estrutura da base inferior foi elevada para considerar a massa do assoalho do bagageiro (120kg).

Aplica-se a segunda maneira descrita para consideração das massas dos componentes que formam o ônibus, utilizando elementos de massa concentrada “*MASS21*” [Ansys/Ls-Dyna, 2007]. Esse elemento é formado por um nó com seis graus de liberdade (deslocamentos e rotações nas direções x, y e z). Cada componente foi acrescentado incluindo esses elementos de massa concentrada na região de localização de cada componente no veículo. Dessa forma foram acrescentados os seguintes componentes (em suas respectivas posições):

- Estepe – 127kg;

- Tanque de combustível – 138kg;
- Sistema de direção – 79kg;
- Poltrona do motorista – 35kg;
- Motorista – 75kg;
- 2 Baterias – 66kg cada;
- 2 Espelhos retrovisores – 16kg cada;
- Porta – 40kg;
- Ar condicionado – 250kg;
- 14 Poltronas de passageiros duplas – 31kg cada;
- Mecânica do chassi (motor, câmbio etc.) – 2000kg;
- 6 Rodas – 127kg cada.

O elemento de massa concentrada deve ser acrescentado ao modelo no local do centro de gravidade do componente que este representa. Para as poltronas, que tem seu centro de gravidade acima da estrutura da base superior, isto é, em um local que não está diretamente vinculado com a estrutura, o nó que forma o elemento de massa concentrada deve ser ligado à estrutura da carroceria através de elementos de viga rígidos. Esses elementos de viga devem estar fixados próximos dos pontos reais de fixação das poltronas com a base.

Além de utilizar elementos de viga rígidos para unir as massas concentradas com a estrutura da carroceria, também se utiliza elementos assim para formar os gabaritos que demarcam a área de sobrevivência no modelo numérico. O movimento desses gabaritos é vinculado com a estrutura rígida da base superior, isto é, mesmo esses componentes não estando ligados através de nós coincidentes no modelo, eles têm seus deslocamento vinculados, como se ambos formassem apenas uma estrutura rígida. No ensaio real os gabaritos devem ser fixados a partes praticamente indeformáveis da estrutura (ver seção 3.1), sendo que a base atende esse critério.

O modelo numérico, com todas as características descritas acima, é apresentado nas Figura 4.7 e Figura 4.8. Na primeira figura se apresenta o modelo completo, incluindo a superfície rígida que representa o solo. Na segunda figura se visualiza o modelo do ônibus tendo seus elementos de viga plotados com as respectivas secções transversais e também com as divisórias dos elementos (verifica-se o tamanho da malha aplicada). A superfície rígida não aparece na Figura 4.8 para facilitar a visualização.

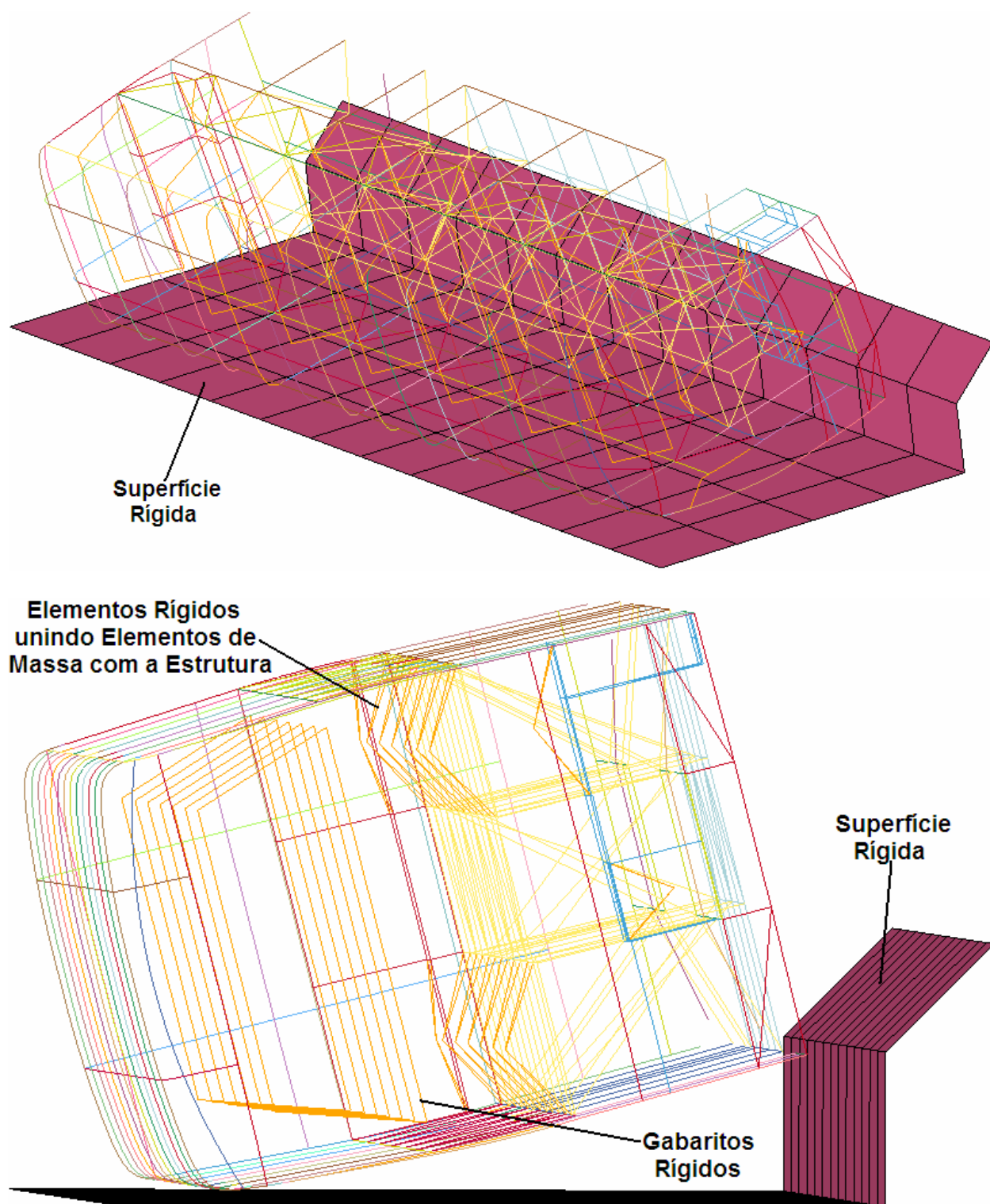


Figura 4.7: Modelo numérico da simulação de tombamento do ônibus.

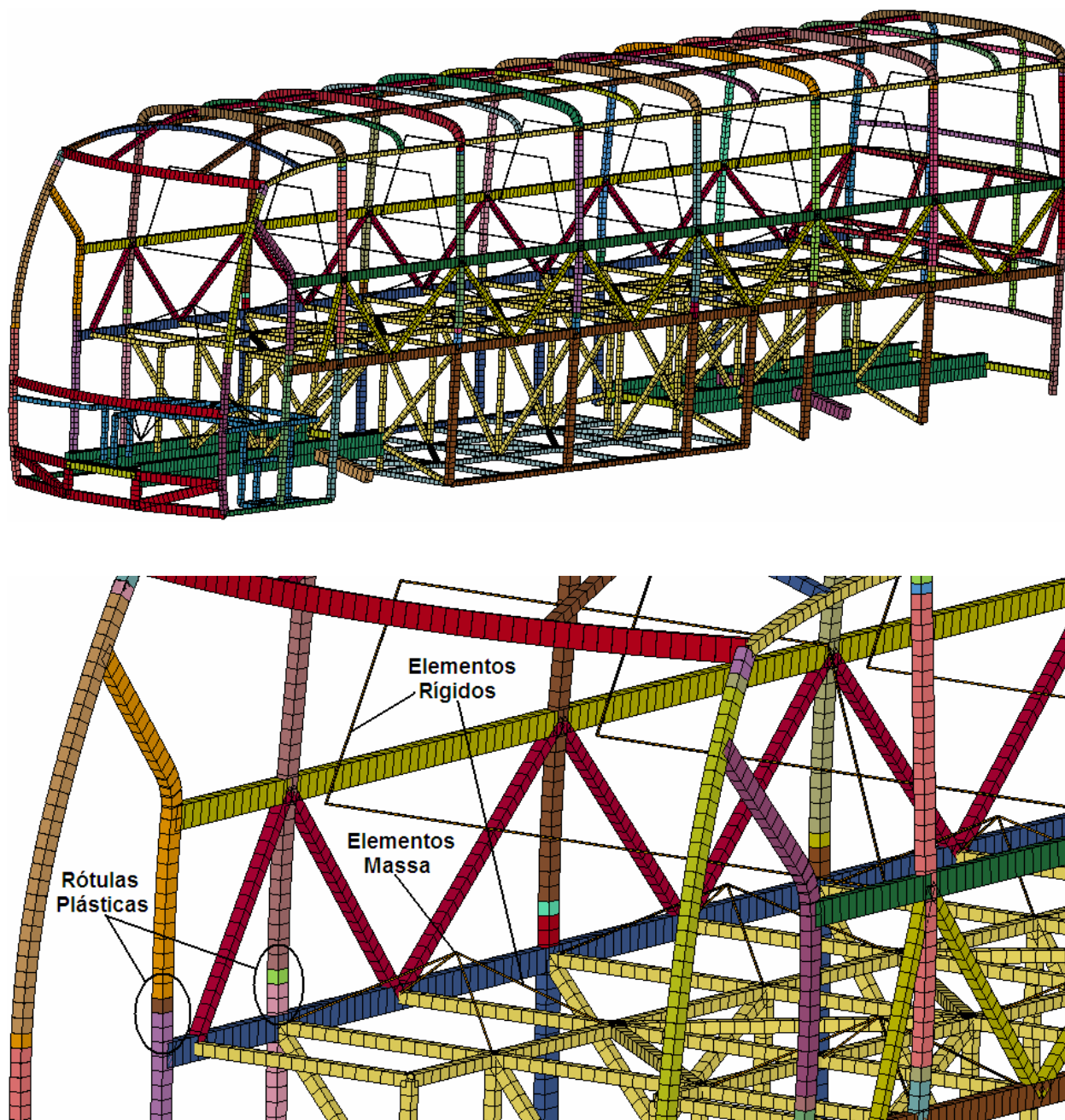


Figura 4.8: Modelo numérico da simulação de tombamento do ônibus, plotado com as seções transversais dos elementos de viga e as divisórias dos elementos (malha).

4.3 Programa *GENETIC*

Na seção 2.6.1 foram apresentados os conceitos gerais dos algoritmos genéticos, agora será feita uma apresentação do programa desenvolvido em linguagem Fortran utilizado para realizar a otimização dos modelos matemáticos neste trabalho.

O algoritmo foi desenvolvido por Belegundu & Chandrupatla [1999], sendo realizadas adaptações necessárias para o funcionamento deste juntamente com softwares comerciais de

elementos finitos. Nessa seção é resumido o funcionamento do algoritmo genético original passo a passo. As alterações implementadas para a realização das otimizações propostas neste trabalho estão descritas na seção 4.3.1.

Para caracterizar o problema de otimização estrutural no algoritmo genético é preciso determinar quatro parâmetros fundamentais:

N – número de variáveis;

NB – número de dígitos binários;

IZ – número de indivíduos na população;

$NGEN$ – número limite de gerações.

No algoritmo genético cada variável é representada por um número binário com NB bits. O número de dígitos binários NB pode ser entendido como o número de diferentes valores que podem ser assumidos por cada variável N . O número de variáveis N representa o número de parâmetros independentes que o modelo pode variar durante o processo de otimização.

Através do parâmetro X_L o usuário determina o valor inicial que as variáveis N podem assumir. A partir desse número, cada variável pode assumir até $X_L + 2^{NB} - 1$ valores. Por exemplo: se $X_L = 5$ e $NB = 3$, as variáveis N podem assumir valores inteiros de 5 até 12 ($5 + 2^3 - 1 = 12$). Então cada variável pode ser descrita por qualquer uma das seguintes representações discretas (entre parênteses o valor assumido pela variável):

$$000(5), 001(6), 010(7), 011(8), 100(9), 101(10), 110(11), 111(12) \quad (47)$$

Que representam os números inteiros de 5 até 12 respectivamente, no caso de $X_L = 5$. Por exemplo, o número binário 101 pode ser decodificado como:

$$Variavel = X_L + (1 \times 2^2 + 0 \times 2^1 + 1 \times 2^0) = 5 + (4 + 0 + 1) = 10 \quad (48)$$

O primeiro passo do algoritmo genético é a criação de uma população inicial. Cada membro da população é um *string* de tamanho $N \times NB$. Considerando $N=9$, as variáveis são armazenadas na forma binária como segue:

$$\begin{array}{l} \text{Indivíduo 1} - \quad \underbrace{010011110000011010001001111}_{N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4 \quad N_5 \quad N_6 \quad N_7 \quad N_8 \quad N_9} \\ \text{Indivíduo 2} - \quad \underbrace{110001010100111011001111001}_{N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4 \quad N_5 \quad N_6 \quad N_7 \quad N_8 \quad N_9} \\ \text{Indivíduo } IZ - \quad \underbrace{000101010111111011101101101}_{N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4 \quad N_5 \quad N_6 \quad N_7 \quad N_8 \quad N_9} \end{array} \quad (49)$$

IZ é número de indivíduos de cada população, ou seja, define o tamanho da população. O tamanho da população IZ deve ser experimentado para definir um valor ideal para cada análise, sendo aconselhável utilizar um valor entre 5 e 100. Quanto maior o valor maior será o número de indivíduos diferentes na população, o que aumenta a diversidade e melhora a otimização, em contrapartida se aumenta o custo computacional, ou seja, o tempo gasto para realizar a otimização.

A população inicial é criada aleatoriamente pelo computador a partir de um parâmetro *SEED* fornecido pelo usuário. De acordo com esse *SEED*, o algoritmo cria um número aleatório entre 0 e 1, se o número for menor ou igual a 0,5 um zero é colocado na primeira posição do primeiro indivíduo e se coloca o número 1 caso esse número seja maior que 0,5. Assim sucessivamente IZ vezes para todas as $N \times NB$ posições de cada indivíduo.

Após a criação da população inicial, ocorre a fase de avaliação. Os valores de cada variável de cada indivíduo são extraídos. Os números binários são decodificados e então são calculados os valores da função objetivo para cada indivíduo. Nesse algoritmo a função objetivo é maximizada durante a otimização. A média dos valores obtidos para as funções objetivo de cada indivíduo em uma população é chamado de *FITNESS* da população. O *FITNESS* quantifica a otimização dos indivíduos dessa população, indicando quão otimizada está a população avaliada.

Os valores obtidos para a função objetivo de cada indivíduo são escalonados, para convertê-los em uma faixa de valores. Utiliza-se então o *Método da Roleta* [Goldberg, 1989] para selecionar os indivíduos que se tornarão os pais da próxima geração. A seleção dos indivíduos pelo *Método da Roleta* consiste em simular uma roleta com os indivíduos dispostos, em que se roda a roleta IZ vezes e a chance de cada indivíduo ser “sorteado” (selecionado) é proporcional ao valor obtido pela sua função objetivo.

Selecionados os pais da próxima geração, se inicia a reprodução dos indivíduos. Dentro da reprodução a primeira etapa é a operação de cruzamento (*crossover*). Essa operação consiste em escolher dois indivíduos e um valor inteiro em um range de 1 até $N \times NB - 1$. Esse valor inteiro selecionado representa o número de posições, partindo da primeira, que serão trocadas entre os pais para produzir duas crianças. Um exemplo de cruzamento seguindo com os valores já empregados e selecionando o valor inteiro igual a 11:

$$\text{Pai 1} - \underbrace{0100111100000111010001001111}_{\text{Valor Inteiro}=11} \quad (50)$$

$$\text{Pai 2} - \underbrace{1100010101001111011001111001}_{\text{Valor Inteiro}=11} \quad (51)$$

$$\text{Filho 1} - \underbrace{1100010101000111010001001111}_{\text{Valor Inteiro}=11} \quad (52)$$

$$\text{Filho 2} - \underbrace{0100111100001111011001111001}_{\text{Valor Inteiro}=11} \quad (53)$$

A operação de cruzamento é realizada com uma probabilidade c_p . Parâmetro esse que para todas as otimizações deste trabalho foi igualado a 1.

Há uma chance que a seleção dos pais e cruzamento resulte em indivíduos idênticos aos já avaliados, não melhorando o *FITNESS* das novas gerações. Para resolver esse problema se aplica aqui o processo de mutação dos indivíduos, que visa inserir uma parcela aleatória nos novos indivíduos buscando alterar os valores das funções objetivo obtidas pelos filhos das novas gerações. Todos os bits de um indivíduo da população são avaliados, sendo para isso usada uma probabilidade de permutação do bit b_p que pode variar de 0,005 até 1. Assim um número aleatório é criado, se esse número for menor que b_p um bit é alterado – se é 0 altera para 1, se é 1 altera para 0. Através de b_p o usuário controla o efeito de mutação nos indivíduos durante o processo. Para todas as análises realizadas ao longo desse trabalho se utiliza $b_p=0,008$.

A população gerada é novamente avaliada seguindo os mesmos conceitos já descritos nessa seção. O indivíduo que atingiu o maior valor para a função objetivo é armazenado como o melhor resultado até o momento. A geração está finalizada.

Os passos descritos acima são repetidos até o atingir o número de gerações limite definido pelo usuário. O número de gerações limite *NGEN* determina que depois de atingido esse número de gerações, a evolução dos indivíduos já é suficiente para que se tenha um indivíduo considerado ótimo, encerrando assim o processo iterativo de otimização estrutural. Esse parâmetro também pode ser experimentado pelo usuário para buscar mais indivíduos em uma otimização, quanto maior mais populações são geradas, o que aumenta a chance de um indivíduo mais forte surgir, em compensação também aumenta o tempo do processo de otimização.

O programa original desenvolvido em linguagem Fortran por Belegundu & Chandrupatla [1999] está descrito no ANEXO A. Analisando o algoritmo se percebe que cada etapa descrita nessa seção representa uma sub-rotina: *SUBROUTINE GETPOP* (criação da população inicial), *SUBROUTINE EVAL* (avaliação), *SUBROUTINE REPROD* (reprodução), *SUBROUTINE CROSVR* (cruzamento) e *SUBROUTINE MUTATE* (mutação). A *SUBROUTINE GETFUN* é responsável por obter as características dos indivíduos e calcular os valores das funções objetivo.

4.3.1 Implementações Realizadas no Programa *GENETIC*

Para utilizar esse algoritmo de otimização genética, novas implementações foram efetuadas para atender às necessidades das otimizações que serão realizadas e apresentadas ao longo desse trabalho. O funcionamento do algoritmo é exatamente o mesmo descrito na seção 4.3, somente algumas sub-rotinas foram modificadas, acrescentado-se alguns procedimentos.

A primeira modificação necessária foi criar a interface entre o programa *GENETIC* e o software Ansys/Ls-Dyna [2007]. Toda a interface entre os dois programas é realizada dentro da sub-rotina *GETFUN*, onde são determinados os dados que caracterizam os indivíduos, para com eles calcular os valores das suas funções objetivo.

Cada indivíduo criado pelo algoritmo genético tem suas variáveis salvas em um arquivo de texto. Esse arquivo fornece os dados de entrada para a criação do modelo numérico no Ansys/Ls-Dyna [2007], pois ele determina as características do projeto que será simulado.

Feito isso, o programa *GENETIC* inicia a simulação numérica no Ansys/Ls-Dyna [2007], através de arquivos pré-programados da simulação do projeto, além do arquivo gerado pelo algoritmo genético com as características do projeto analisado. Como se observa, o usuário só precisa setar o modelo numérico uma vez, todos os diferentes projetos criados durante a otimização são simulados automaticamente.

Finalizada a simulação numérica, os resultados do modelo, necessários para avaliação dos projetos, precisam ser retirados do Ansys/Ls-Dyna [2007] para serem utilizados pelo programa *GENETIC*. Nessa mesma sub-rotina *GETFUN* são previamente informados quais arquivos (formato texto) são gerados pelo software de elementos finitos e onde estão armazenadas essas informações dentro do arquivo. Assim, o algoritmo genético tem os dados necessários para determinar o valor da função objetivo do indivíduo analisado e continuar o processo de otimização estrutural.

A segunda implementação realizada diz respeito ao tempo de duração do processo de otimização. Inicialmente, o algoritmo simulava todos os projetos em cada análise, isto é, quando um projeto já calculado numericamente, aparecia novamente em uma próxima população, o algoritmo enviava esses dados para Ansys/Ls-Dyna [2007] de novo e a simulação era processada outra vez. Sendo esse procedimento repetido todas as vezes que o mesmo projeto aparecia em uma população e necessitava de avaliação.

Para otimizações em que a determinação das funções objetivo é simples, essa repetição do procedimento de avaliação dos indivíduos representa um tempo praticamente imperceptível para o usuário. Porém, no problema estudado nesse trabalho, mesmo utilizando um modelo

numérico simplificado, onde o tempo de cálculo para cada projeto demora apenas alguns minutos, se faz necessário avaliar muitos projetos em cada otimização. Por exemplo, se forem criadas sessenta gerações com dez indivíduos cada, serão avaliados sessenta e dez projetos (contando a população inicial).

Para reduzir o tempo do procedimento de otimização foi criado um banco de dados de projetos já avaliados. Isto é, depois de avaliado o primeiro indivíduo da população inicial da primeira otimização estrutural realizada, o programa *GENETIC* salva, em um arquivo de texto, as características (variáveis) e os resultados (valores para determinação da função objetivo) desse projeto. No segundo indivíduo analisado, antes de enviar as informações para a simulação numérica, dentro da sub-rotina *GETFUN*, o algoritmo acessa esse banco de dados e compara o novo indivíduo com o indivíduo que já está salvo lá. Se forem diferentes, o algoritmo genético continua o procedimento de simulação numérica, porém se os indivíduos forem iguais, o algoritmo já busca os resultados desse projeto no banco de dados e não o simula novamente. Esse procedimento ocorre sucessivamente para todos os indivíduos gerados.

Com isso se evita que projetos analisados sejam simulados novamente. É importante salientar que, mesmo depois de finalizado o processo de otimização estrutural, quando o número de gerações limite é atingido, esse banco de dados de projetos calculados continua armazenado no computador. Quando iniciada a próxima otimização estrutural, com uma nova população inicial, o algoritmo genético continua buscando os projetos já avaliados nesse banco de dados, e também continua acrescentando os novos projetos ao arquivo.

Assim, a cada nova população inicial testada, o processo de otimização tende a finalizar mais rapidamente que o anterior, o que se mostrou fundamental para o andamento desse trabalho. Outra característica importante desse banco de dados de projetos avaliados é não armazenar somente o valor da função objetivo nos resultados dos projetos, e sim os valores retirados do software de elementos finitos para o cálculo da função objetivo. O objetivo desse procedimento é que, mesmo quando se altera a função objetivo da otimização estrutural, não se faz necessário repetir a simulação numérica dos projetos já avaliados.

A terceira implementação importante aplicada ao programa *GENETIC* concentrou-se na criação da população inicial. Para essa implementação, a sub-rotina *GETPOP*, que cria a população inicial, sofreu algumas alterações.

A criação de uma população inicial aleatória, partindo-se de um valor imposto pelo usuário (*SEED*), como foi descrito na seção 4.3, permanece inalterada. A implementação diz

respeito a uma nova opção fornecida ao usuário do algoritmo de otimização. Antes de iniciar o processo, o usuário pode escolher se deseja:

- utilizar uma população inicial totalmente aleatória – usuário fornece apenas um valor para o *SEED*;
- utilizar uma população inicial com alguns indivíduos criados aleatoriamente e outros pré-determinados pelo próprio usuário – fornecendo um *SEED* e mais os indivíduos que deseja inserir na população inicial;
- ou utilizar uma população inicial totalmente definida pelo usuário – fornecendo todos os indivíduos da população inicial.

Esta última implementação descrita é utilizada no decorrer do trabalho, visando estudar o comportamento do algoritmo genético mediante diferentes condições iniciais. As três opções são utilizadas, sendo os resultados apresentados e comentados no capítulo 8.

4.4 Otimização Estrutural aplicada na Simulação de Tombamento do Ônibus

Depois de detalhada a construção do modelo numérico do ônibus, aborda-se nesta seção as variáveis e critérios de seleção que serão empregados na otimização estrutural deste veículo ao sofrer tombamento. Otimização esta que será realizada empregado o algoritmo genético de otimização conforme os conceitos descritos no capítulo 2.6, sendo que os dados de entrada da otimização são fornecidos pelos resultados numéricos do modelo criado no Ls-Dyna [2007].

4.4.1 Variáveis de Projeto empregadas na Otimização Estrutural

Para aumentar ou diminuir a resistência mecânica do projeto estrutural de um ônibus frente ao tombamento, altera-se as propriedades geométricas ou mecânicas dos tubos da lateral (as colunas entre-janelas e as uniões longarina da base e peitoril) ou dos tubos do teto (cavernas do teto). No projeto desenvolvido neste trabalho se manterão fixas as propriedades geométricas e mecânicas das cavernas do teto, não sendo esses alterados durante a otimização estrutural. As propriedades mecânicas dos tubos da lateral também não serão alteradas, sendo que o mesmo aço será aplicado em todo o casulo estrutural independente das bitolas dos tubos usados (as propriedades mecânicas dos tubos são as mesmas descritas na seção 4.1.2).

Então, as propriedades geométricas dos tubos das laterais serão utilizadas como variáveis para a otimização, sendo que nesse projeto se consideram sempre iguais os tubos das uniões da longarina da base e peitoril e das colunas entre-janelas que formam um mesmo anel estrutural, isto é, para um conjunto de tubos união longarina da base e peitoril e colunas entre-janelas (esquerdo e direito) pertencentes ao mesmo anel estrutural têm-se o mesmo tubo como matéria-

prima para os quatro componentes. Isso foi utilizado para facilitar a fabricação do ônibus e também para facilitar o projeto reduzindo o número de variáveis do mesmo, mas nada impede a realização de um projeto com todos os componentes independentes.

Como o ônibus possui nove anéis estruturais, serão nove variáveis para otimização. Na Figura 4.9 são indicados os tubos que servem como variáveis de projeto para otimização estrutural do veículo sob tombamento.

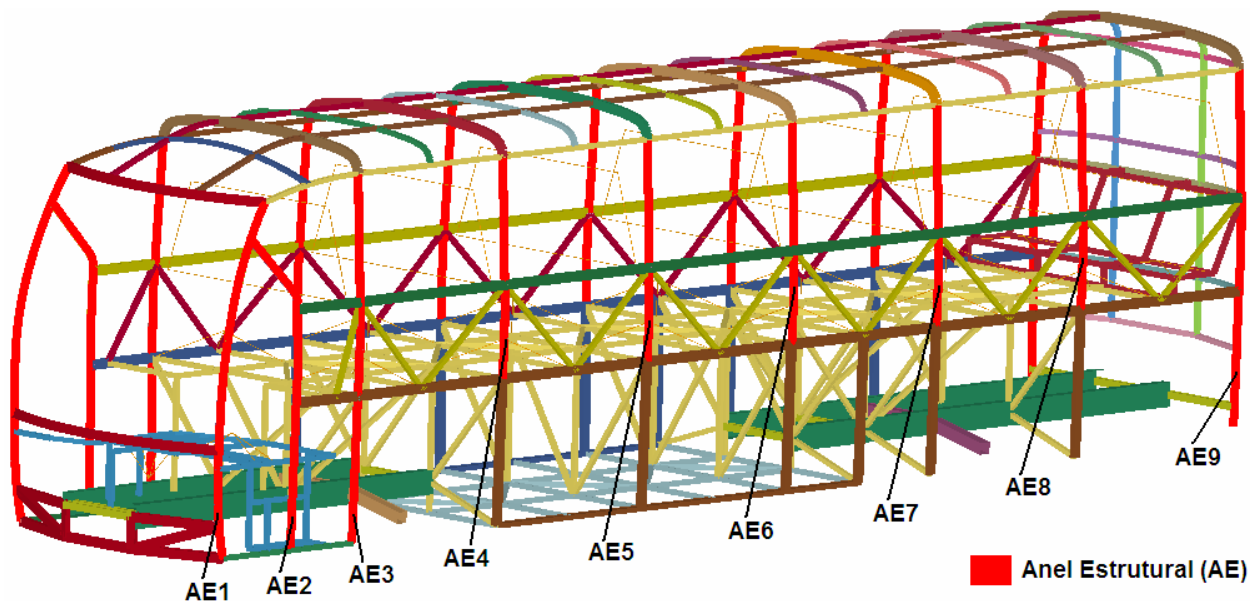


Figura 4.9: Variáveis consideradas na otimização estrutural do ônibus sob tombamento.

É importante definir aqui a lista de todos os tubos que podem ser empregados como matéria-prima na fabricação das peças que serão otimizadas. Porém, antes de definir essa lista de matérias-primas, se deve observar que devido à variação das relações geométricas entre os tubos que formam os anéis estruturais, pode ocorrer a mudança do ponto de formação da rótula plástica. Por exemplo, se o tubo aplicado na união longitudinal da base e peitoril assumir uma seção transversal muito robusta, a rótula plástica pode não se formar mais nesse tubo e sim no tubo da base, como mostrado na Figura 4.10. Para evitar esse problema, os ônibus que devem atender a norma ECE R66 [2001] possuem reforços estruturais nas proximidades das regiões de formação das rótulas plásticas para garantir o local de sua formação.

Alguns exemplos de reforços estruturais são mostrados na Figura 4.11. Nessa figura são apresentados reforços estruturais acrescentados na união estrutural da lateral com a base, sendo que reforços similares são acrescentados na união da lateral com o teto. Utilizando esses reforços, evita-se que as rótulas plásticas se formem em outros pontos, o que complicaria o dimensionamento da estrutura e, no caso estudado neste trabalho, inviabilizaria o modelo

numérico já proposto, uma vez que as rótulas plásticas são todas posicionadas somente no local específico de formação da rótula plástica. O procedimento de posicionamento das rótulas plásticas é realizado antes de rodar as simulações de tombamento dos veículos completos, sendo assim, as rótulas plásticas não podem variar o ponto de formação durante a otimização estrutural.

Criar um modelo numérico com rótulas em diversos locais é totalmente possível, seria necessário apenas acrescentar mais rótulas plásticas em outras regiões da estrutura. Porém, seria impossível, por exemplo, aprovar um ônibus real na norma ECE R66 [2001] que apresentasse uma rótula plástica formada na base, como na Figura 4.10, pois isso geraria um grande deslocamento na parte superior da lateral do veículo e certamente invadiria a área de sobrevivência.

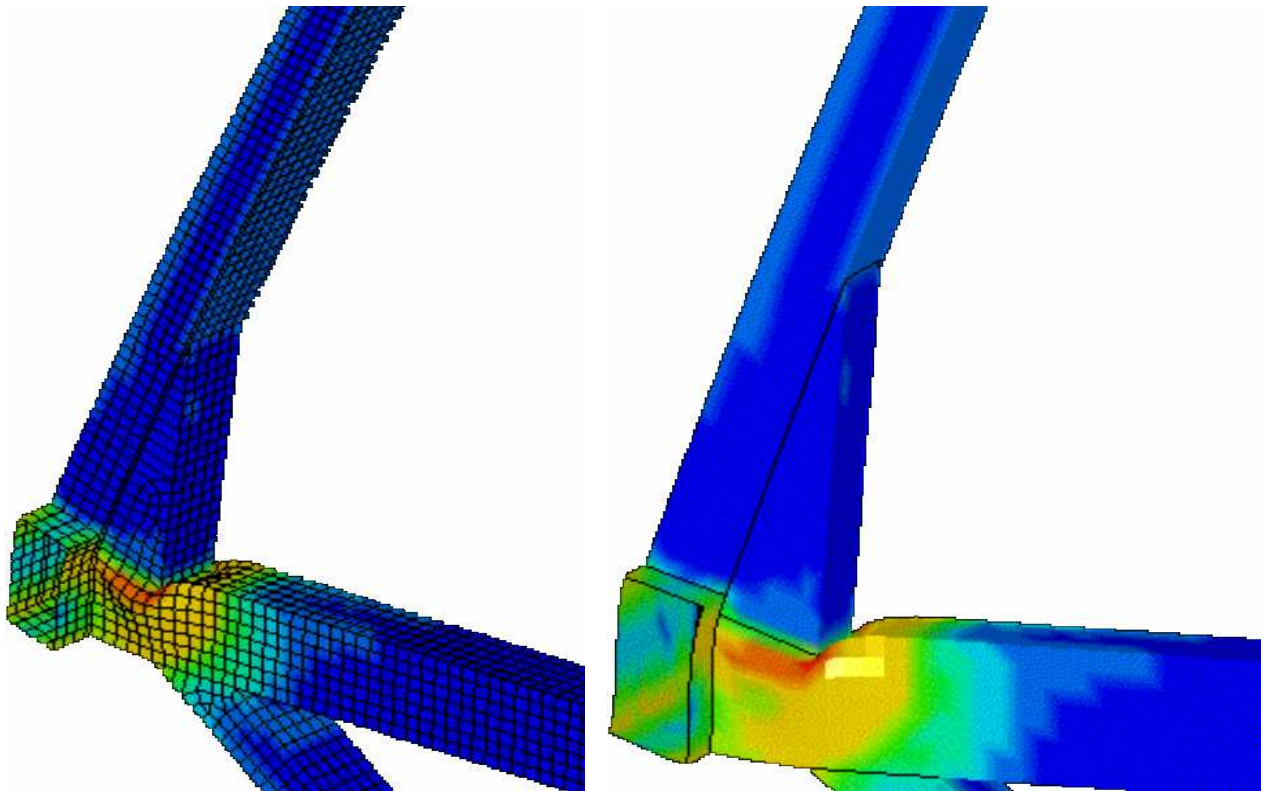


Figura 4.10: Rótula plástica no tubo da base devido à elevada robustez do tubo união longarina da base e peitoril em relação ao tubo da base e ausência de reforços estruturais.

Porém, mesmo acrescentando reforços estruturais nas uniões estruturais, não é possível garantir o ponto exato de formação da rótula plástica. Assim, para melhorar a qualidade do modelo numérico, várias rótulas deveriam ser adicionadas ao longo dos tubos que formam as colunas laterais do veículo, para permitir a formação das rótulas plásticas em diferentes locais. Nesse trabalho o modelo foi simplificado e foram criadas apenas duas rótulas plásticas em cada coluna lateral – uma na região inferior próximo da união estrutural da lateral com a base, e outra

na região superior próxima da união estrutural da lateral com o teto. Sendo que acrescentar mais rótulas plásticas ao longo das colunas laterais fica como uma proposta para melhorar a qualidade desse modelo numérico em trabalhos futuros.

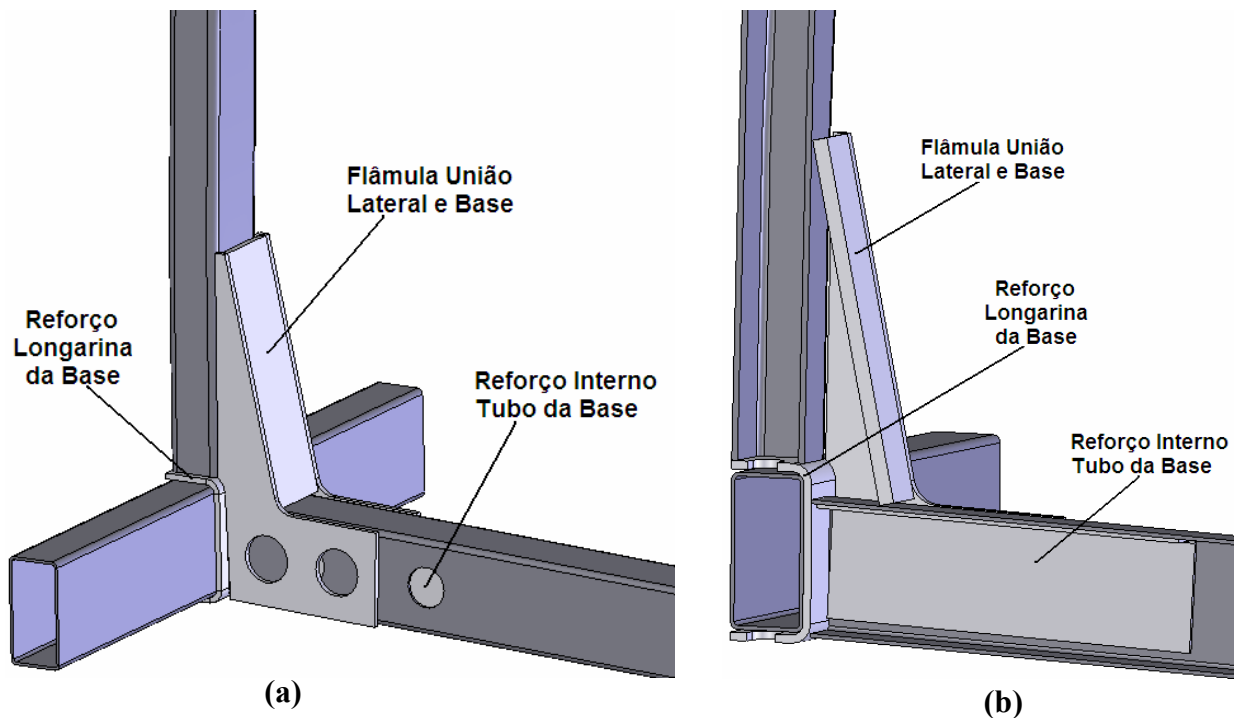


Figura 4.11: Reforços estruturais posicionados nas regiões de formação das rótulas plásticas da união da lateral com a base. Em (b) uma secção para facilitar a visualização.

No capítulo 5 são caracterizadas as rótulas plásticas do veículo. O procedimento descrito envolve, além de determinar as curvas características de cada rótula plástica, garantir também os pontos de formação das mesmas.

Os diferentes tubos que poderão ser empregados nas peças que formam as estruturas laterais do veículo durante a otimização estrutural terão sempre as mesmas dimensões de largura e altura: 60x40mm. Mantendo inalteradas essas dimensões são variadas somente as espessuras dos tubos para considerar as diferentes opções de projeto para esses componentes, possibilitando assim diferentes resistências mecânicas em relação à massa do projeto estrutural do veículo sob tombamento. As opções de espessuras para os tubos 60x40mm disponíveis para esse projeto são (em mm):

4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6,0 ; 6,5 ; 7,0 ; 7,5

Assim é fácil concluir que as nove variáveis de projeto podem assumir oito valores diferentes cada, gerando assim $43.046.721 (= 9^8)$ possibilidades diferentes de projeto para o veículo estudado. Esse número elevado de possibilidades torna praticamente impossível determinar o projeto ótimo sem o auxílio de algoritmos de otimização.

Assim, a variável otimizada será a espessura dos tubos, sendo que qualquer outra variável da estrutura do ônibus poderia ser utilizada na otimização: dimensões dos tubos, materiais empregados nos tubos, custos das matérias-primas etc. A variável selecionada para otimização não é a propriedade que causa maior variação na resistência mecânica global da estrutura em um tombamento, muito provavelmente alterar a largura e altura do tubo seriam mais eficientes. Porém, como metodologia de trabalho, esse procedimento fornecerá todos os resultados necessários para atingir os objetivos visados no desenvolvimento da metodologia proposta. Fica como sugestão para trabalhos futuros otimizar o modelo numérico visando essas outras propriedades citadas anteriormente.

4.4.2 Parâmetros Considerados para Otimização do Ônibus

Definidas as variáveis de projeto, se parte para definição do parâmetro de seleção do melhor projeto, isto é, o critério de otimização. Aqui são discutidos quais parâmetros serão retirados dos resultados da simulação numérica e utilizados para otimizar o projeto do ônibus.

De uma forma geral, os principais objetivos da indústria automobilística em relação à segurança dos usuários são sempre projetar um veículo com maior *crashworthiness*, ou seja, maior habilidade da estrutura em absorver a energia de impacto para proteger os ocupantes durante um choque. Porém para se manter competitivo no mercado automobilístico, as empresas precisam ter um equilíbrio entre esse potencial de segurança dos passageiros com baixos custo e peso dos veículos, principalmente nos veículos utilitários, uma vez que o cliente adquire esse veículo com o objetivo de obter lucros sobre ele, exigindo assim um veículo com baixos custos na compra e manutenção e também baixo consumo de combustível. Além disso, a preocupação ambiental cresce a cada ano e o nível de emissão de gases tóxicos está cada vez mais controlado através de normas como a EURO3 [1999], que devem ser cumpridas pelos novos veículos que entram no mercado.

Tendo em vista este cenário, será necessário determinar o critério que possa levar em conta os interesses definidos acima. O projeto deverá ter um *crashworthiness* do veículo frente ao tombamento satisfatório que proporcione segurança aos passageiros, porém em contra-partida os custos de fabricação, manutenção e consumo, bem como a redução de emissão de poluentes deverá ser minimizado.

Para determinar o fator referente ao *crashworthiness* do veículo recorre-se à norma ECE R66 [2001], que conforme descrito na seção 3.1, determina que para o ônibus atender à resistência mínima frente ao tombamento, nenhuma parte do veículo deslocada durante o impacto pode invadir o espaço residual, também chamado de área de sobrevivência. Partindo-se

desse princípio, é possível determinar que no momento de máxima deformação da estrutura durante o impacto, a menor distância entre a estrutura e a área de sobrevivência pode ser o valor utilizado para determinar a capacidade da estrutura de se deformar e manter a segurança dos passageiros. Então para o projeto estar bem dimensionado quanto à segurança durante um tombamento, essa distância deve sempre ter um valor acima de zero, se for constatado que alguma parte da estrutura invade a área de sobrevivência o projeto é descartado.

Agora para determinar o fator referente aos custos de fabricação, manutenção, consumo e emissão de poluentes, o critério que de uma forma geral engloba todos esses fatores é a massa da estrutura. Quanto menor a massa da estrutura menos aço está se utilizando, reduzindo assim, em uma análise macro, os custos de matéria-prima para fabricação do produto. Redução da massa também acarreta redução de manutenção devido ao menor desgaste de diversos componentes do veículo durante sua vida útil, como pneus, suspensão, freios etc. O consumo também é afetado diretamente pela massa, pois será reduzida a energia gasta para deslocar um veículo mais leve, sendo assim, conseqüentemente também reduzirá a emissão de poluentes na atmosfera. Obviamente o valor utilizado para considerar todos esses critérios na otimização influencia cada fator de diferentes formas e relevâncias, porém é um valor fácil de ser obtido e é de extrema importância para o projeto. Então a massa da estrutura do veículo deve ser minimizada para otimizar o projeto.

Para determinar se a estrutura está adequada às exigências da norma ECE R66 [2001] determina-se a menor distância entre os nós da estrutura e os nós dos gabaritos que demarcam a área de sobrevivência durante o tombamento, assim o algoritmo de otimização genética retira do arquivo “*NODOUT*”, gerado pelo Ls-Dyna [2007], as posições dos nós da lateral e dos gabaritos da área de sobrevivência que são selecionados antes da simulação e utilizados para este controle. Dois nós dentre os selecionados para esse controle são apresentados na Figura 4.12. Caso a distância entre um dos nós de controle da lateral e da área de sobrevivência seja igual ou inferior a zero, a função objetivo desse projeto assume valor nulo, sendo assim, uma penalidade é aplicada à função objetivo quando a estrutura não atende as exigências de resistência mecânica impostas pela norma ECE R66 [2001].

Para os veículos que atendem as exigências de resistência ao tombamento, duas funções objetivo diferentes são utilizadas neste trabalho. A primeira função objetivo empregada é apresentada na Equação (54), sendo que essa função avalia apenas uma característica dos indivíduos que compõe a população: a massa total. Observando essa função objetivo e a penalidade aplicada, conclui-se que o objetivo dessa otimização estrutural é minimizar a massa da estrutura do veículo, porém tomando cuidado para que a resistência estrutural global do

veículo esteja dentro dos padrões exigidos pela norma ECE R66 [2001], sendo que ambos os fatores se relacionam, pois para aumentar a absorção de energia pela estrutura se utilizarão tubos mais robustos na sua fabricação, o que acarreta em aumento da massa da estrutura.

A função objetivo da Equação (54) é utilizada para definir os melhores projetos em todas as otimizações estruturais da seção 0. Já na seção 8.2 o veículo será otimizado utilizando uma abordagem multi-objetivo, sendo que o procedimento empregado na análise segue os mesmos conceitos dessa análise aqui apresentada (com apenas um critério de seleção na função objetivo), porém na otimização multi-objetivo é necessária uma nova função objetivo, que será definida e apresentada na seção 8.2.1.

$$f = \frac{1}{MT} \rightarrow \max \quad (54)$$

onde f é a função objetivo e MT é a massa total do veículo completo.

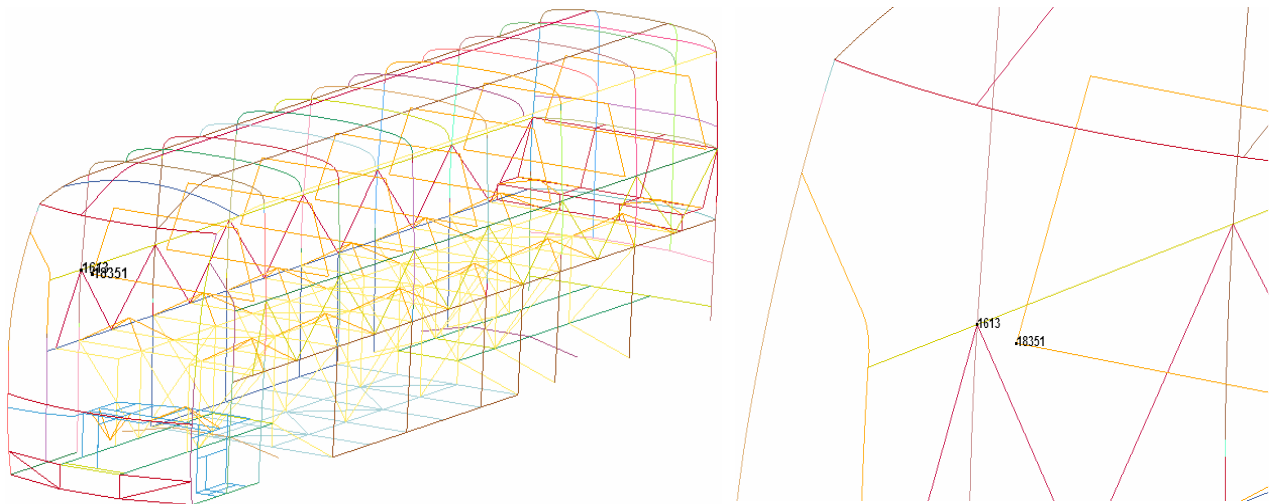


Figura 4.12: Dois nós de controle empregados para determinar a distância mínima entre a estrutura do veículo e a área de sobrevivência durante o tombamento.

5. CARACTERIZAÇÃO DAS RÓTULAS PLÁSTICAS

Descrita a metodologia utilizada para cada etapa do estudo, serão apresentados os resultados obtidos com as análises. Primeiramente são apresentados os resultados obtidos na definição das rótulas plásticas. Como já foi descrito na seção 4.1, são utilizados nesse trabalho dois métodos para definir as curvas características das rótulas plásticas: testes experimentais e simulação numérica. Na seqüência são apresentados e comparados os resultados para ambos métodos.

5.1 Resultados Experimentais

Serão apresentados nessa seção os resultados dos testes experimentais para definição da rótula plástica formada na união da lateral com a base, com carga aplicada no sentido interno ao veículo (ver Figura 4.2). Foram testados dois corpos de provas que representam essa mesma união estrutural do veículo, porém com diferenças de projeto. Os dois corpos de provas são formados por tubos idênticos, a única diferença entre eles é que o um deles possui duas flâmulas de reforço abaixo do tubo do peitoril, posicionados no lado externo da lateral, sendo esse corpo de provas chamado de *ULB2F*. Outro corpo de provas possui duas flâmulas externas e mais duas flâmulas posicionadas no lado interno, sendo este nomeado *ULB4F*. Os dois projetos dos corpos de provas ensaiados são mostrados na Figura 5.1 e as bitolas dos tubos e espessuras das chapas utilizadas nas peças que os formam são mostradas na Figura 5.2.

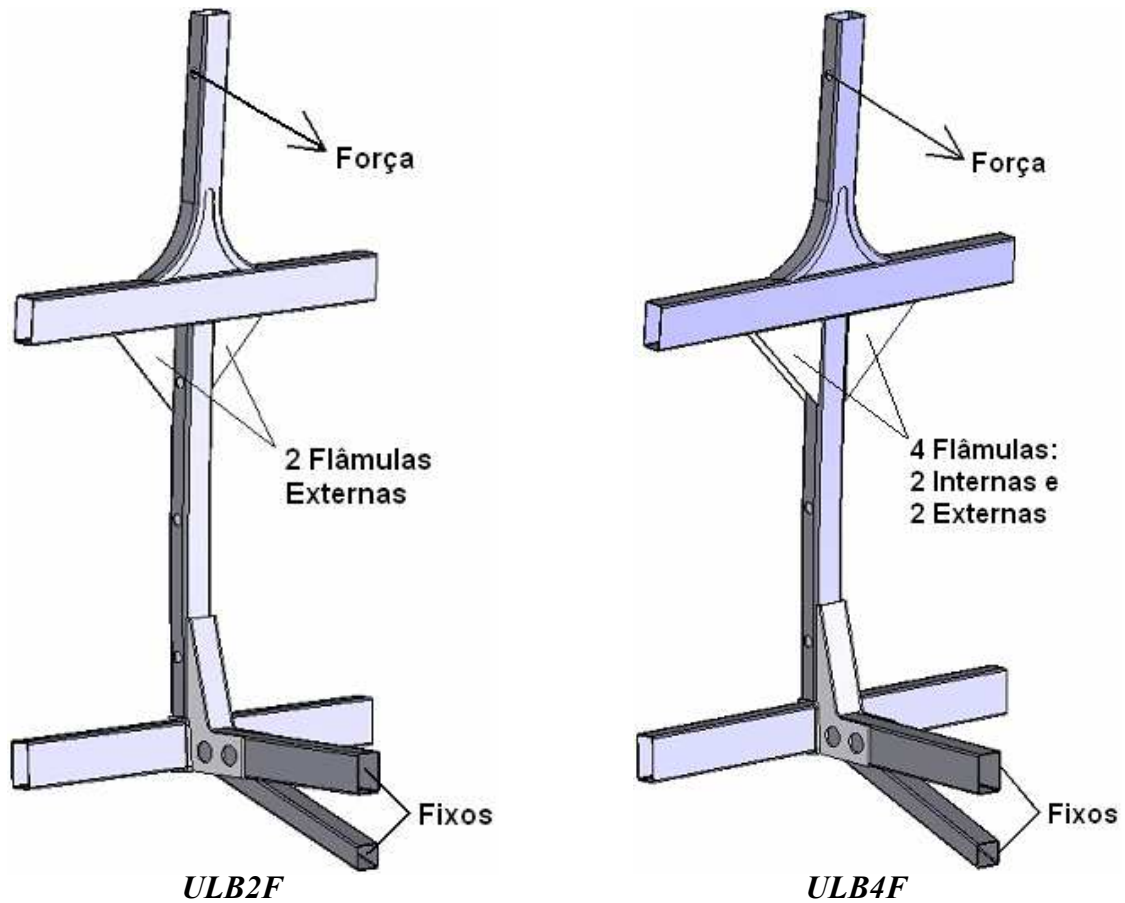


Figura 5.1: Projeto dos corpos de provas testados experimentalmente para definição da rótula plástica da união da lateral com a base *ULB2F* e *ULB4F*.

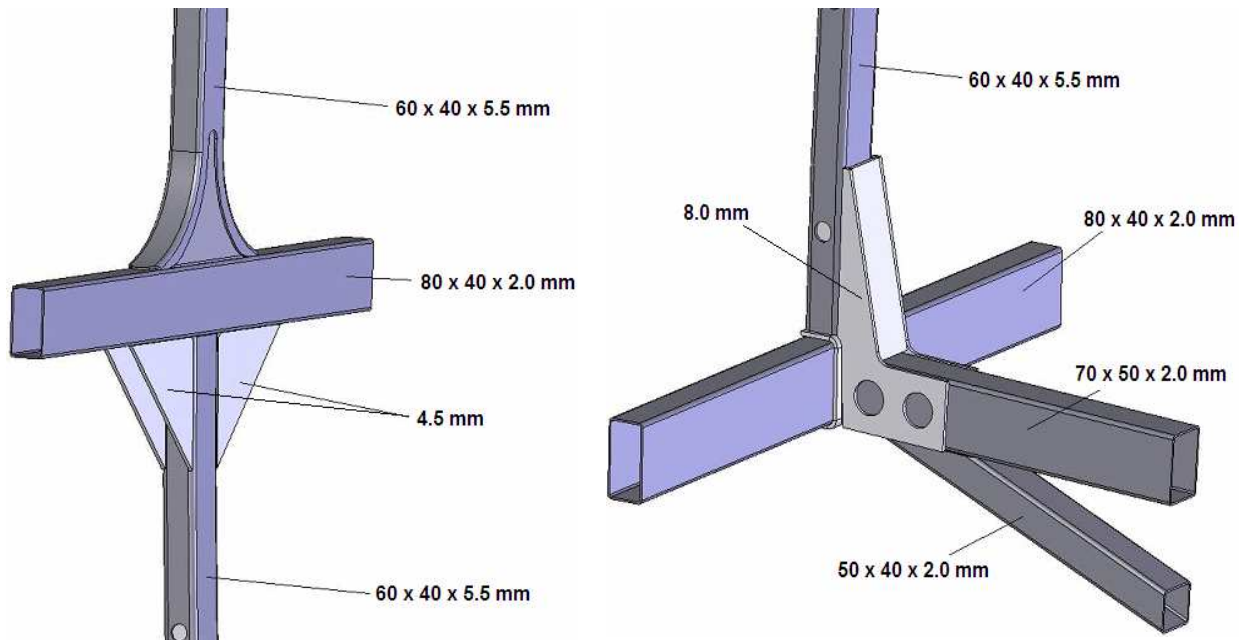


Figura 5.2: Dimensões dos tubos e chapas que formam os corpos de provas. Na figura apresenta-se as dimensões das peças no *ULB4F*, porém as peças são idênticas no *ULB2F*.

Primeiramente são apresentados os resultados do ensaio realizado no corpo de prova *ULB2F*, sendo que na Figura 5.3 se apresenta a configuração deformada final do corpo de prova ensaiado. É possível observar que a rótula plástica formou-se na parede do tubo do peitoril (tubo abaixo da janela). Na Figura 5.4 é mostrada em detalhe a rótula plástica formada no tubo do peitoril.



Figura 5.3: Configuração deformada final do corpo de provas ULB2F.



Figura 5.4: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas *ULB2F* após o ensaio.

Como foi mostrado na Figura 5.2 esse tubo possui uma espessura de apenas 2 mm e também tem suas extremidades livres no corpo de provas, isso porque, no veículo, esse tubo transpassa toda a lateral, tendo então as extremidades soldadas somente em tubos da frente e da traseira do veículo. Devido a esses motivos, deve-se evitar que a rótula plástica se forme nesse ponto, pois essa rótula possui pouca resistência mecânica como pode ser visualizada no gráfico da Figura 5.5. O momento fletor suportado pela rótula plástica se eleva somente até o ângulo de rotação do corpo de provas atingir um valor próximo dos 0,21 rad (12 graus), após isso, devido às características geométricas do local de surgimento da rótula plástica já mencionadas, a resistência mecânica do componente, ou seja, o momento fletor que ele suporta, decai bruscamente, tornando essa configuração inviável para um projeto que tenha que atender a norma ECE R66 [2001].

Aparentemente a solução para melhorar o projeto seria aumentar a espessura do tubo do peitoril onde surge a rótula plástica, porém como esse tubo é muito longo qualquer alteração na sua espessura acarreta um grande acréscimo de massa ao veículo. Então a melhor solução é alterar o local de surgimento da rótula plástica para uma peça com maior capacidade de absorver energia. Para isso se acrescentam as duas flâmulas internas abaixo do tubo do peitoril, reforçando assim essa região (corpo de provas *ULB4F*).

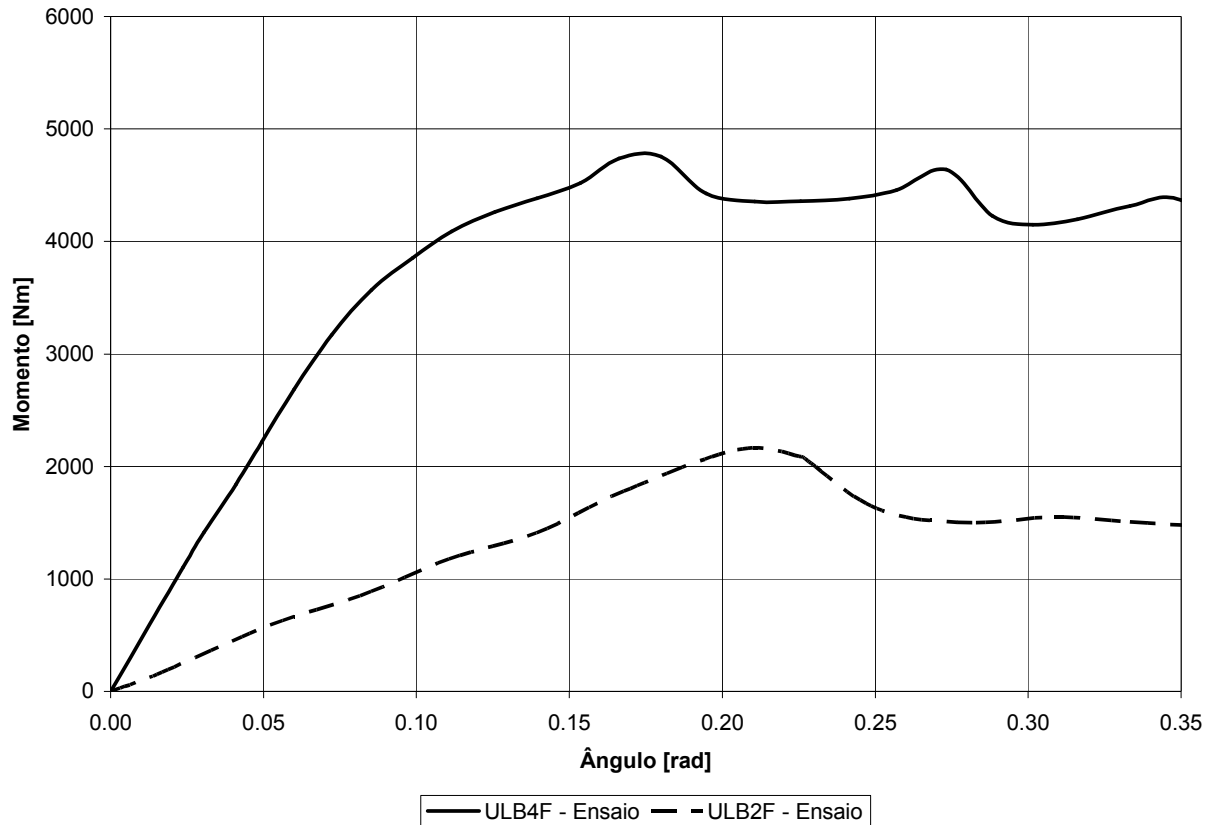


Figura 5.5: Curva momento fletor versus ângulo de rotação obtida nos ensaios dos corpos de provas *ULB2F* e *ULB4F*.

Na Figura 5.6 observa-se a configuração deformada após o ensaio no corpo de provas *ULB4F*. Como é possível visualizar nessa figura e também no detalhe da Figura 5.7 a rótula plástica formou-se agora no tubo união longarina da base e peitoril (ver Figura 4.2) logo acima do reforço localizado entre esse tubo e o tubo da base. Esse tubo além desse reforço soldado possui uma espessura de 6 mm. Na Figura 5.5 é possível observar a curva característica da rótula plástica formada no corpo de provas *ULB4F*, sendo possível constatar que além de atingir um valor de momento fletor suportado máximo muito maior que no *ULB2F*, essa resistência mecânica elevada permanece até o final do teste, ou seja, quando atingido 20 graus de rotação do componente.



Figura 5.6: Configuração deformada final do corpo de provas *ULB4F*.



Figura 5.7: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas *ULB4F* após o ensaio.

5.2 Resultados Numéricos

Os mesmos testes realizados experimentalmente descritos na seção anterior foram simulados computacionalmente utilizando o método dos elementos finitos e seguindo a metodologia apresentada na seção 4.1.2. Os testes são feitos novamente, agora numericamente, para validar a metodologia aplicada através de comparação com os resultados experimentais.

5.2.1 Validação do Modelo Numérico

A forma construtiva e propriedades geométricas das peças que compõe os corpos de provas são as mesmas já apresentadas nas Figura 5.1 e Figura 5.2. Na Figura 5.8 se tem a configuração deformada após o ensaio no corpo de provas *ULB2F*. Comparando com o resultado experimental apresentado na Figura 5.3 (apresentado novamente na Figura 5.8 para facilitar a comparação) é possível observar grande correlação entre as configurações deformadas obtidas experimentalmente e numericamente. Aproximando da região de formação da rótula plástica também se observa grande similaridade entre modelo numérico e teste experimental, como pode se comprovar na Figura 5.9.

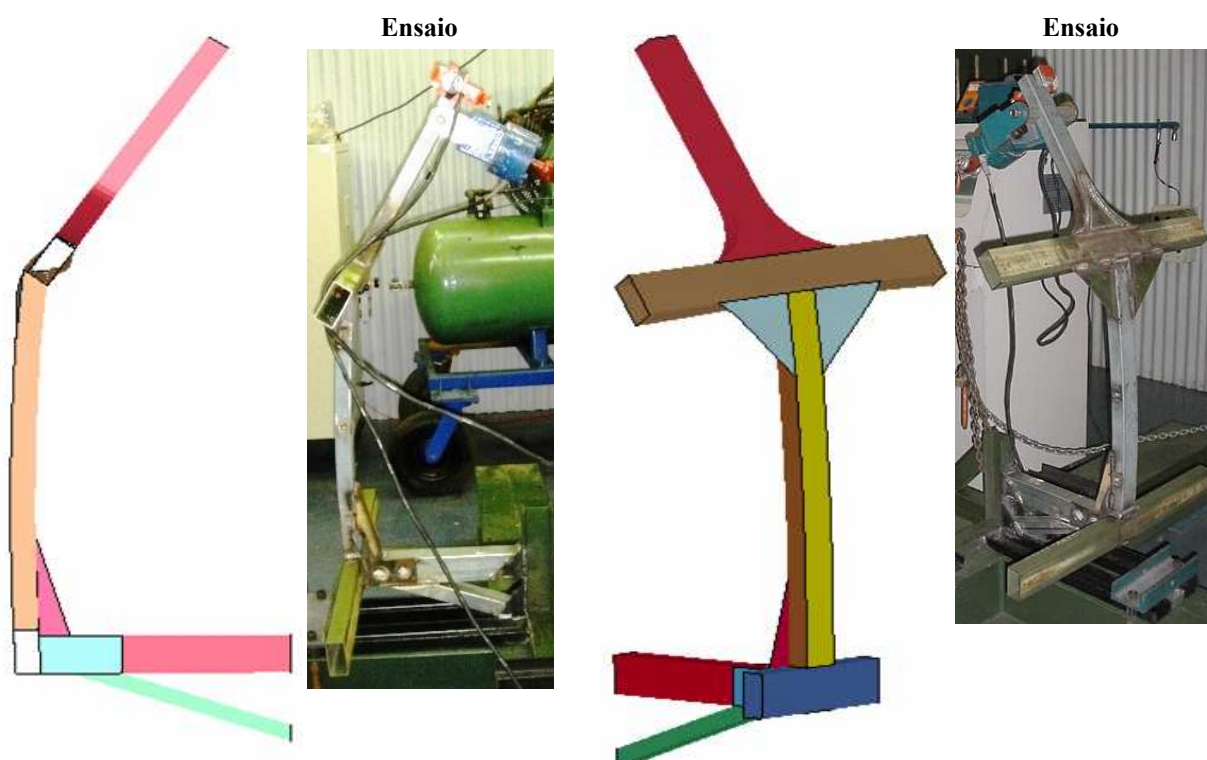


Figura 5.8: Configuração deformada final obtida na simulação do corpo de provas *ULB2F*. À direita do resultado numérico, configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.3.

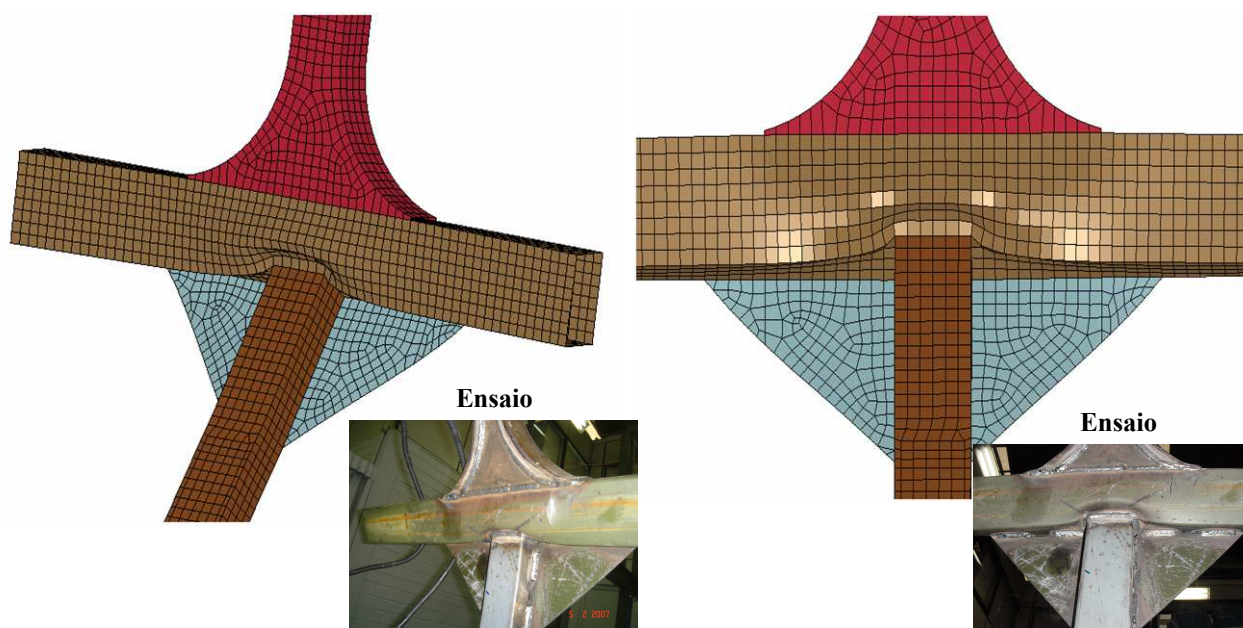


Figura 5.9: Detalhe da rótula plástica formada no corpo de provas *ULB2F* após a simulação numérica. À direita e abaixo do resultado numérico, detalhe da configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.4.

Na Figura 5.10 apresenta-se as curvas características obtidas experimentalmente e numericamente para a rótula plástica formada no tubo do peitoril do corpo de provas *ULB2F*. Novamente é possível concluir que essa configuração é instável durante a aplicação do carregamento, pois o momento fletor resistente decai bruscamente depois de atingido o seu valor máximo.

Também se nota que o modelo numérico apresenta maior instabilidade que o ensaio experimental, isso possivelmente deve-se ao fato de na simulação numérica a carga quasi-estática ser aplicada muito mais rapidamente que no ensaio real. Isso é feito para reduzir o custo computacional da análise. Para compensar esse efeito considera-se um valor de amortecimento mais elevado ao modelo numérico para reduzir os efeitos dinâmicos desse carregamento aplicado com velocidade maior. Apesar dessa consideração pode-se concluir que o modelo numérico e o ensaio experimental têm comportamentos similares e se obtém uma boa correlação entre as curvas características.

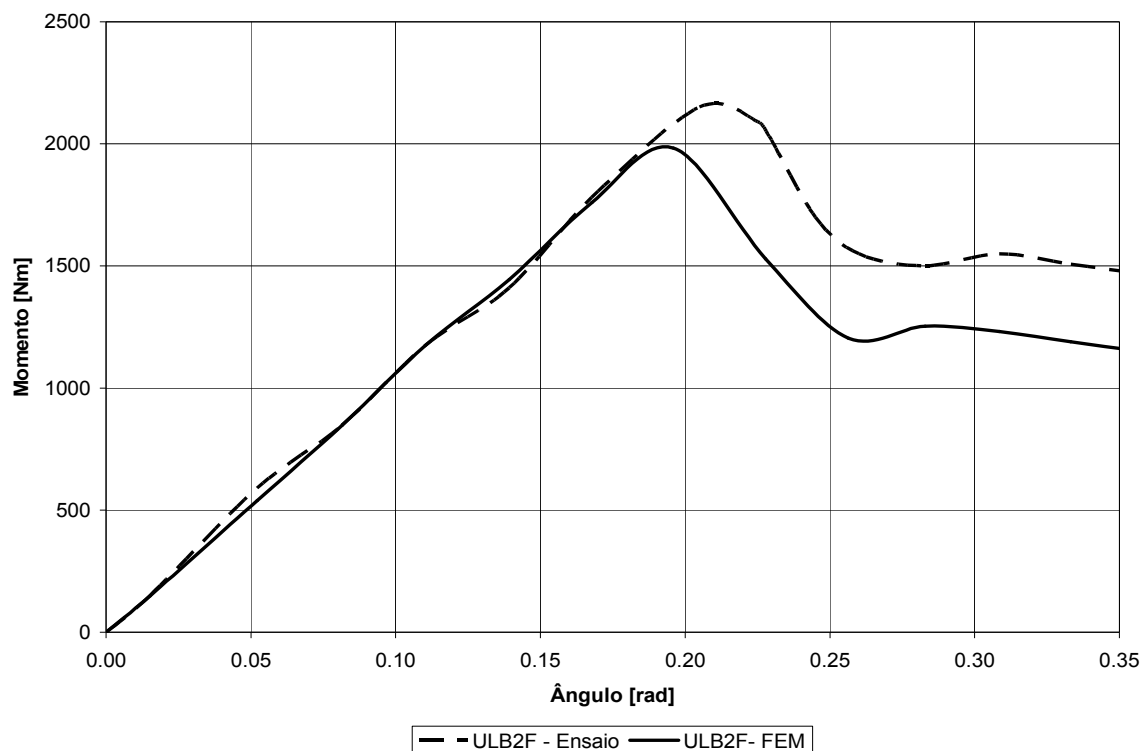


Figura 5.10: Curvas momento fletor versus ângulo de rotação obtidas experimentalmente e numericamente para o corpo de provas *ULB2F*.

Acrescenta-se ao modelo numérico as duas flâmulas internas que formam a união estrutural do corpo de provas *ULB4F* e simula-se novamente o ensaio. Na Figura 5.11 observa-se a configuração deformada após o ensaio no corpo de provas *ULB4F*, que pode ser comparada com o resultado experimental apresentado na Figura 5.6 (mostrado novamente na Figura 5.11 para facilitar a comparação). Outra vez a similaridade do comportamento mecânico obtido no ensaio e na simulação numérica comprova a eficiência do modelo numérico utilizado para caracterização das rótulas plásticas formadas nas uniões estruturais do ônibus durante o tombamento.

As curvas características determinadas numericamente e experimentalmente são apresentadas na Figura 5.12. Nessa união estrutural forma-se uma rótula plástica mais resistente e estável até o fim do ensaio, como ocorreu também no ensaio experimental. Essa estabilidade permite que o modelo numérico seja ainda mais próximo do resultado experimental. Todas as uniões estruturais aplicadas no projeto do ônibus apresentarão essa estabilidade mecânica até os 20 graus de deslocamento, pois elas representam um projeto mais robusto e otimizado, a estrutura do corpo de provas *ULB2F* foi utilizada apenas para calibração do modelo numérico, sendo que um veículo com uma estrutura similar à desse corpo de provas com certeza não seria aprovado no teste de tombamento da norma ECE R66 [2001].

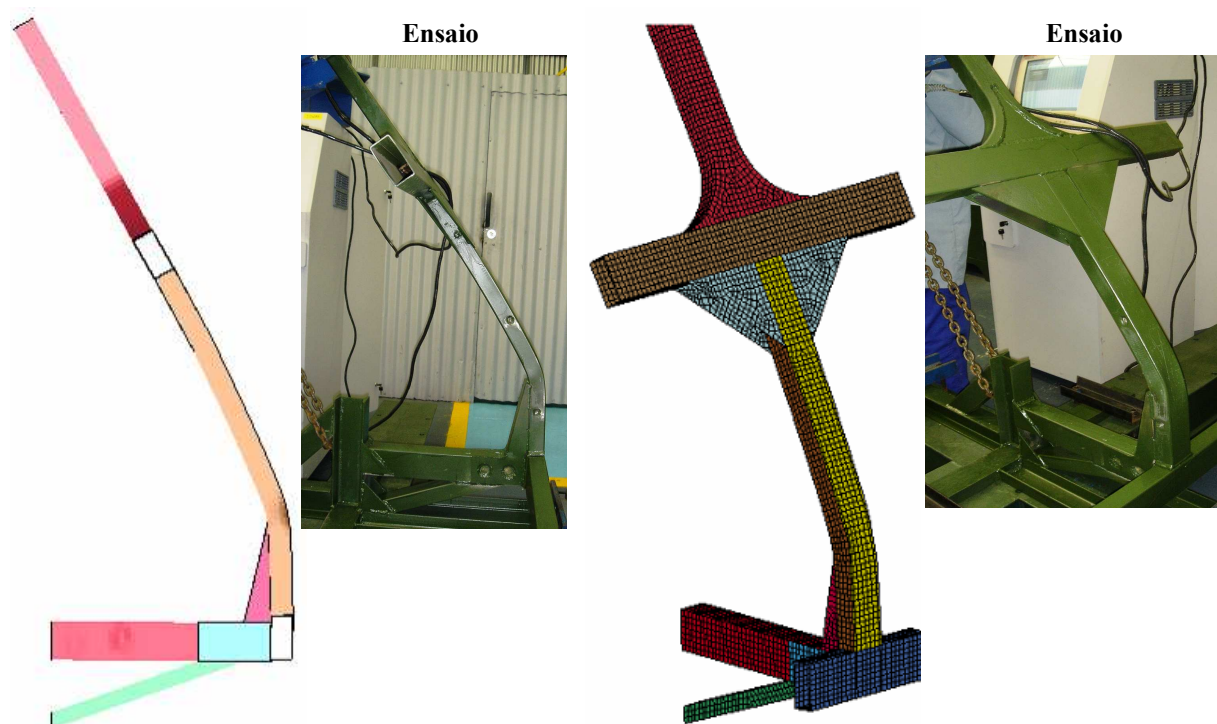


Figura 5.11: Configuração deformada final obtida na simulação do corpo de provas *ULB4F*. À direita do resultado numérico, configuração deformada final obtida experimentalmente já apresentada na Figura 5.6.

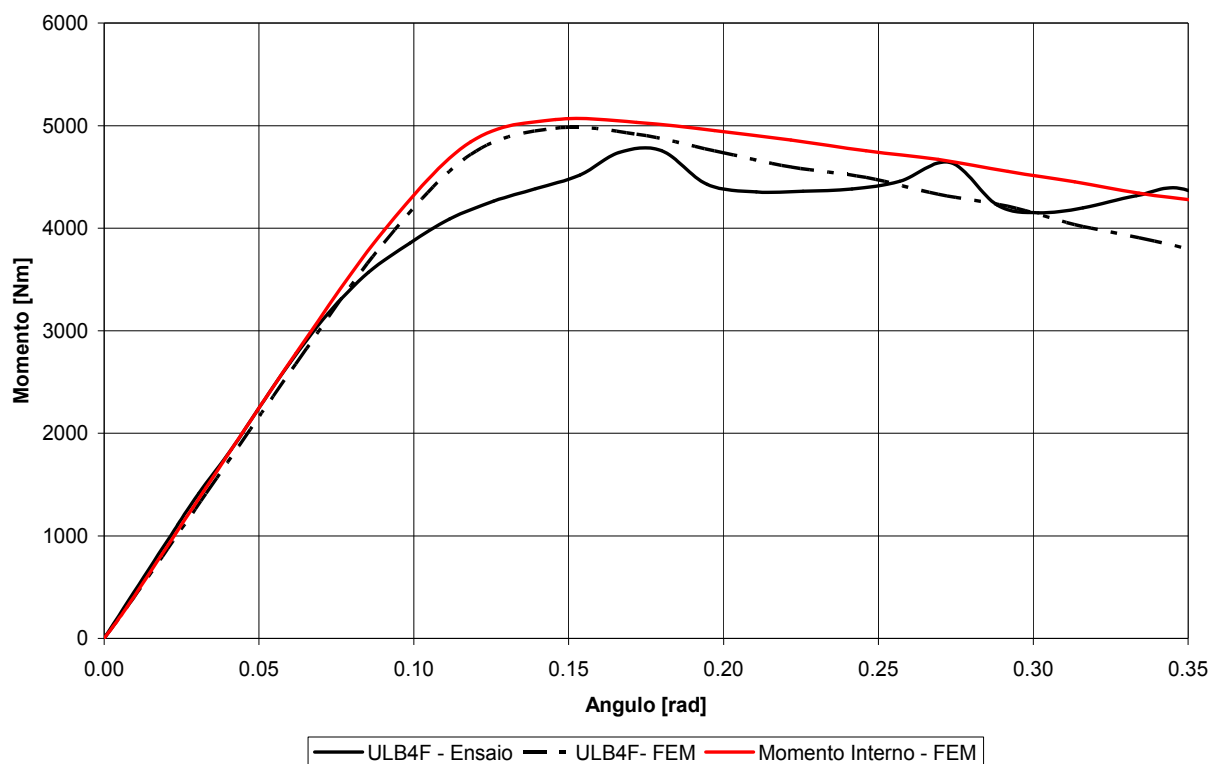


Figura 5.12: Curvas momento fletor versus ângulo de rotação obtidas experimentalmente e numericamente para o corpo de provas *ULB4F*.

Como já foi descrito na seção 4.1.2, o momento devido à carga aplicada no modelo numérico é calculado através da força de reação na superfície rígida que desloca a extremidade superior do corpo de provas, multiplicada por seu braço de alavanca (em relação à rótula plástica formada). Essa metodologia apresentou bons resultados em comparação com os resultados experimentais, porém há a dúvida se essa é a melhor maneira de calcular o momento, já que, dessa maneira, não pode se garantir a perpendicularidade da aplicação da carga durante todo o ensaio.

Então, para validar essa metodologia, na simulação sumérica do corpo de provas *ULB4F*, foi utilizada também uma maneira alternativa de calcular o momento aplicado. Consiste em calcular o momento interno do corpo de provas, em um corte transversal no local de formação da rótula plástica. Os resultados de momento interno obtidos são apresentados também na Figura 5.12, onde se observa que essa metodologia fornece resultados praticamente idênticos à metodologia empregada anteriormente, validando essa primeira forma utilizada para o cálculo do momento aplicado.

5.2.2 Caracterização das Demais Rótulas Plásticas

Após concluir que os resultados numéricos e experimentais para determinação das curvas características das rótulas plásticas são coerentes, somente simulação numérica foi empregada para determinar as demais curvas características.

Todas as uniões da lateral com a base terão a mesma geometria do corpo de provas *ULB4F*, o que irá variar é a espessura do tubo união longarina da base e peitoril (ver Figura 4.2), como já descrito na seção 4.4.1. Na Figura 5.2 é possível observar as dimensões do tubo que forma esse componente no corpo de provas *ULB4F*: 60x40x5,5mm.

Inicialmente tentou-se uma gama maior de possibilidades de espessuras, porém espessuras abaixo de 4,0mm mostraram-se com resistência mecânica muito baixa, sendo inviáveis para esta aplicação. Já tubos com espessura acima de 7,5mm são muito robustos e, mesmo com os reforços adicionados para garantir a formação da rótula plástica no tubo união longarina da base e peitoril, o projeto da união estrutural tem um novo ponto de formação da rótula plástica. Esse comportamento se deve à elevada rigidez do componente e o ponto de deformação plástica concentrada aparece no tubo da base, como já visto na Figura 4.10, o que inviabiliza o projeto, sendo descartada essa possibilidade.

Todas as oito possibilidades de união estrutural utilizadas na análise tiveram suas configurações deformadas similares à do corpo de provas *ULB4F* apresentada nas Figuras 5.6 e 5.11. As curvas características dessas rótulas plásticas são apresentadas na Figura 5.13,

sendo possível observar o aumento da resistência mecânica ao aumentar-se a espessura do tubo onde se forma a rótula plástica (tubo união longarina da base e peitoril).

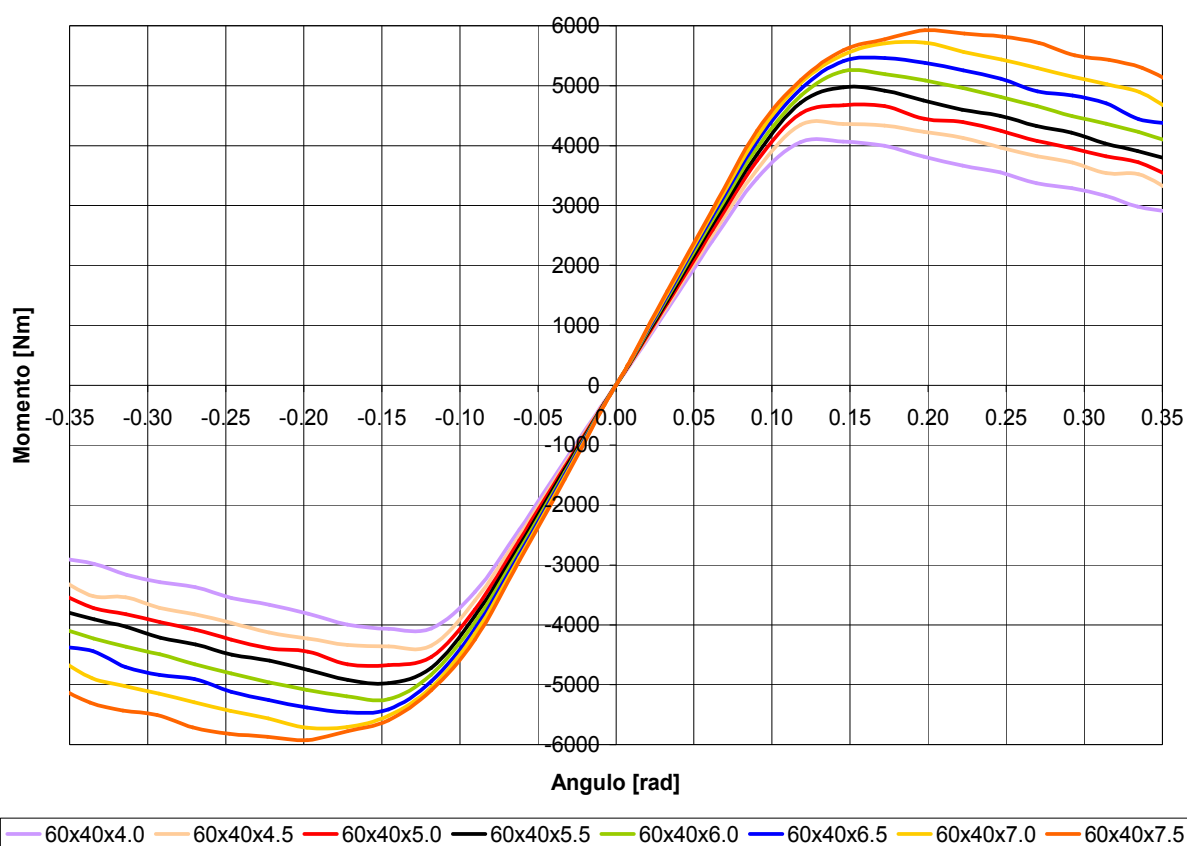


Figura 5.13: Oito curvas características das rótulas plásticas que podem ser empregadas no projeto estrutural do ônibus.

O mesmo procedimento de simulação numérica foi empregado na união estrutural da lateral com o teto para determinação do ponto de formação da rótula plástica e as suas curvas características. Como pode ser observado na configuração deformada de um dos projetos da união estrutural (Figura 5.14), a rótula plástica forma-se na coluna entre-janelas, próxima ao reforço de união do teto.

Na Figura 5.15 são apresentadas as duas curvas características de rótulas plásticas obtidas na união estrutural da lateral com a base (linha cheia) e a na união estrutural da lateral com o teto (linha tracejada), sendo que os dois tubos das uniões estruturais onde a rótula se forma têm as mesmas dimensões (60x40x6.0mm). Apesar da forma construtiva de cada união estrutural ser diferente, como os mesmos tubos empregados na fabricação do tubo união longarina da base e peitoril (ponto de formação da rótula plástica na união da lateral com a base) são utilizados no projeto da coluna entre-janelas (ponto de formação da rótula plástica na união da lateral com o teto), as curvas características das uniões estruturais são muito similares. Assim as mesmas

curvas características apresentadas na Figura 5.13 são aplicadas nessa união estrutural, sendo que para as oito configurações de projeto se obtém a mesma configuração deformada da Figura 5.14.

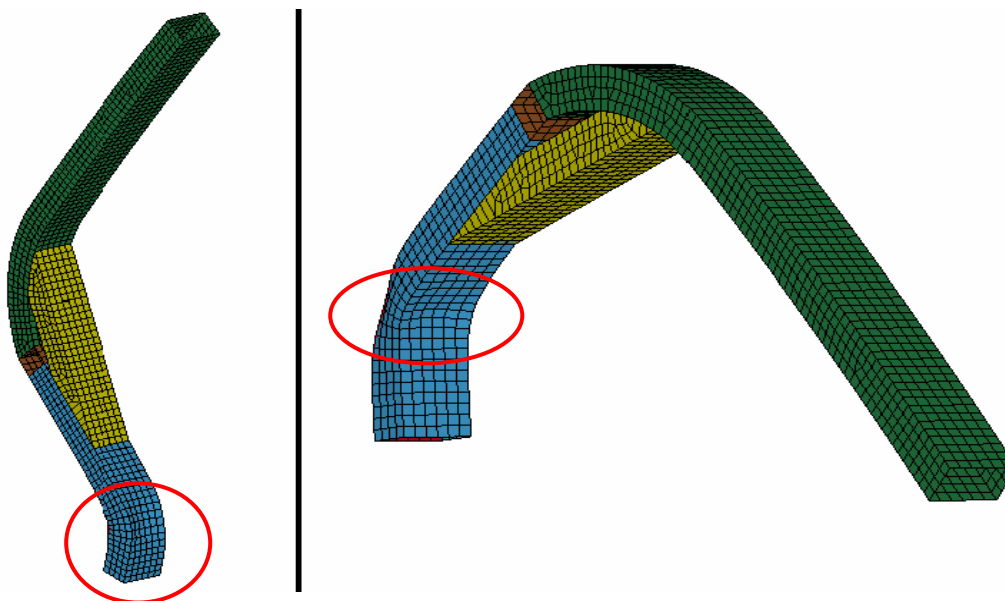


Figura 5.14: Configuração deformada final da união estrutural da lateral com o teto. Direção externa e interna respectivamente. Rótula plástica na coluna entre-janelas.

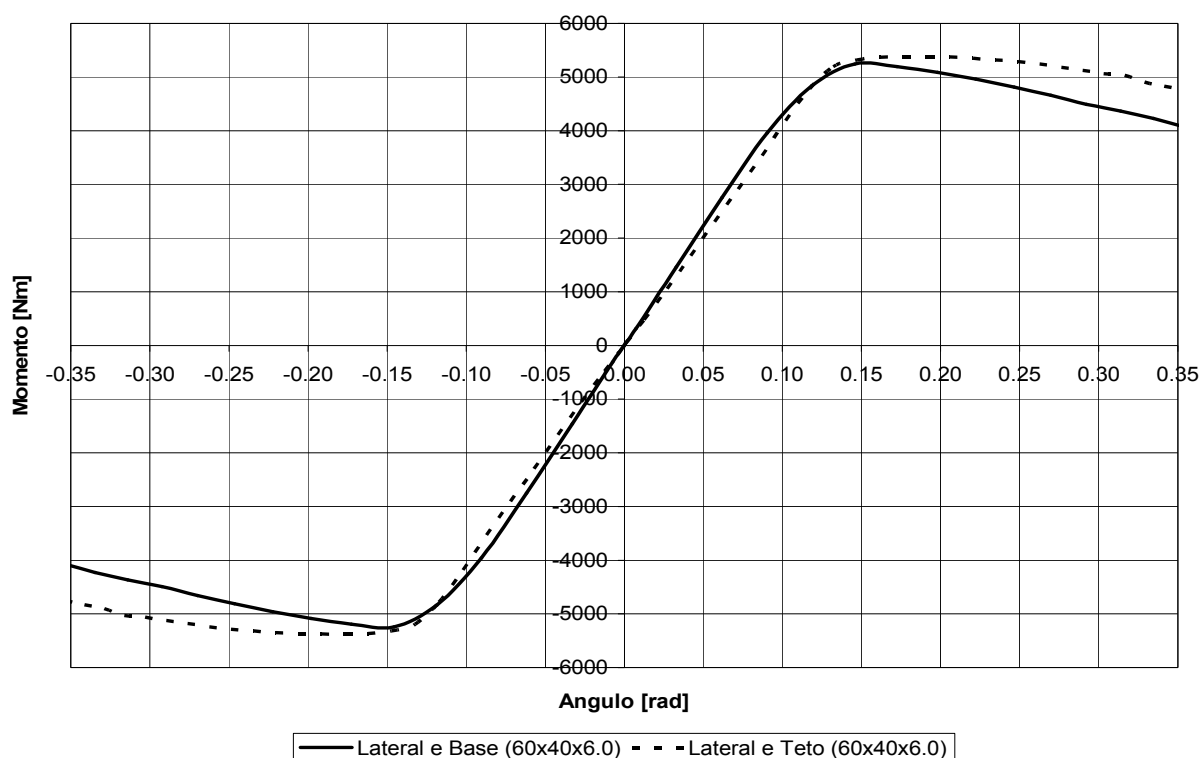


Figura 5.15: Comparativo entre duas curvas características de rótulas plásticas posicionadas em diferentes locais (linha cheia na união estrutural da lateral com a base e a linha tracejada na união estrutural da lateral com o teto), sendo que os dois tubos das uniões estruturais onde a rótula se forma têm as mesmas dimensões (60x40x6.0mm).

6. OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL: EXEMPLO SIMPLIFICADO

Assim como foi feito na seção 2.4, onde foram desenvolvidos exemplos simplificados para aplicar os conceitos teóricos apresentados no capítulo 2, será aplicado nessa seção otimização estrutural a um exemplo simplificado. Então, antes de iniciar o estudo de tombamento do ônibus, uma estrutura muito mais simples, porém utilizando os mesmos conceitos de construção, será otimizada.

Na Figura 6.1 é apresentada a estrutura simplificada utilizada nessa seção. A estrutura é formada por tubos retangulares de aço soldados e tem as mesmas formas contrutivas das estruturas de ônibus que serão analisadas posteriormente. A estrutura foi modelada utilizando o software SolidWorks [2006].

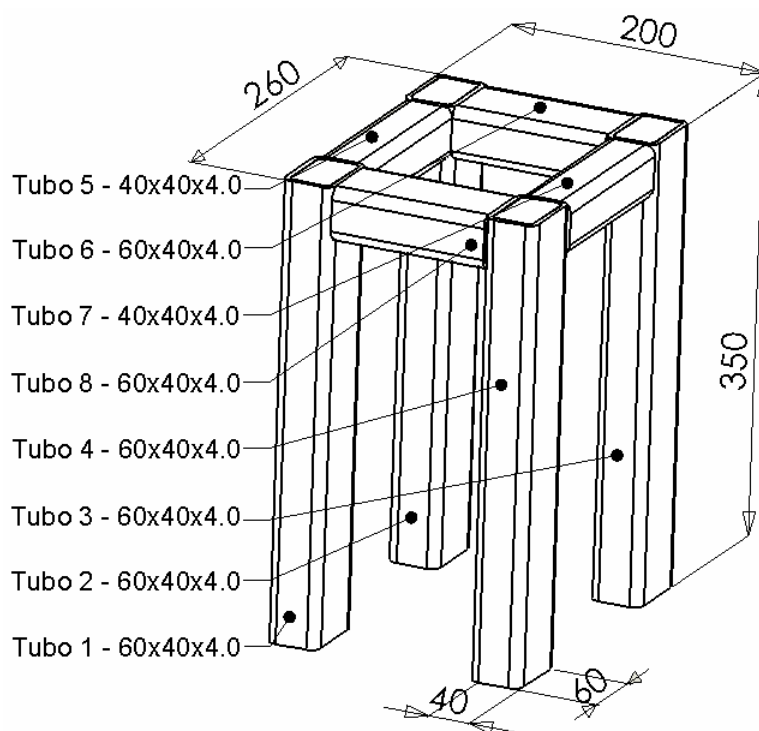


Figura 6.1: Estrutura tubular utilizada nos exemplos deste capítulo (dimensões em mm).

O mesmo material aplicado na estrutura do ônibus (seção 4.1.2) foi empregado neste exemplo, tendo esse aço as seguintes propriedades mecânicas:

- Módulo de Elasticidade: $E_L = 210 \times 10^9$ Pa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$
- Densidade: $\rho = 7850$ kg/m³
- Módulo de Elasticidade Tangente: $E_{\text{tan}} = 333 \times 10^6$ Pa
- Tensão de Escoamento: $\sigma_{\text{esc}} = 380 \times 10^6$ Pa

Primeiramente, foi desenvolvido um modelo complexo na seção 6.1, formado por elementos de casca. Esse modelo será utilizado para validar os resultados do modelo mais simples, que será apresentado na 6.2. Esse modelo mais simples é formado por elementos de viga elasto-plásticos e rígidos, sendo esses últimos unidos por rótulas plásticas, conforme os conceitos descritos na seção 2.5.

Na seção 6.3 são analisados e comparados os resultados dos dois modelos numéricos propostos, visando provar que o modelo simplificado apresenta resultados coerentes com o modelo complexo. Validado o modelo simplificado da seção 6.2, é apresentada na seção 6.4 uma otimização estrutural desse exemplo, utilizando algoritmo genético.

6.1 Modelo Numérico Utilizando Elementos de Casca

A estrutura modelada no SolidWorks [2006] foi importada no Ansys [2007] e então gerada a malha que pode ser observada na Figura 6.2. Foram utilizados elementos de casca explícitos SHELL163 [Ansys/Ls-Dyna, 2007] de 4 nós com 6 graus de liberdade em cada nó. O tamanho médio de elemento aplicado foi 8mm, sendo assim, a estrutura é formada por 6236 elementos tendo um total de 6700 nós.

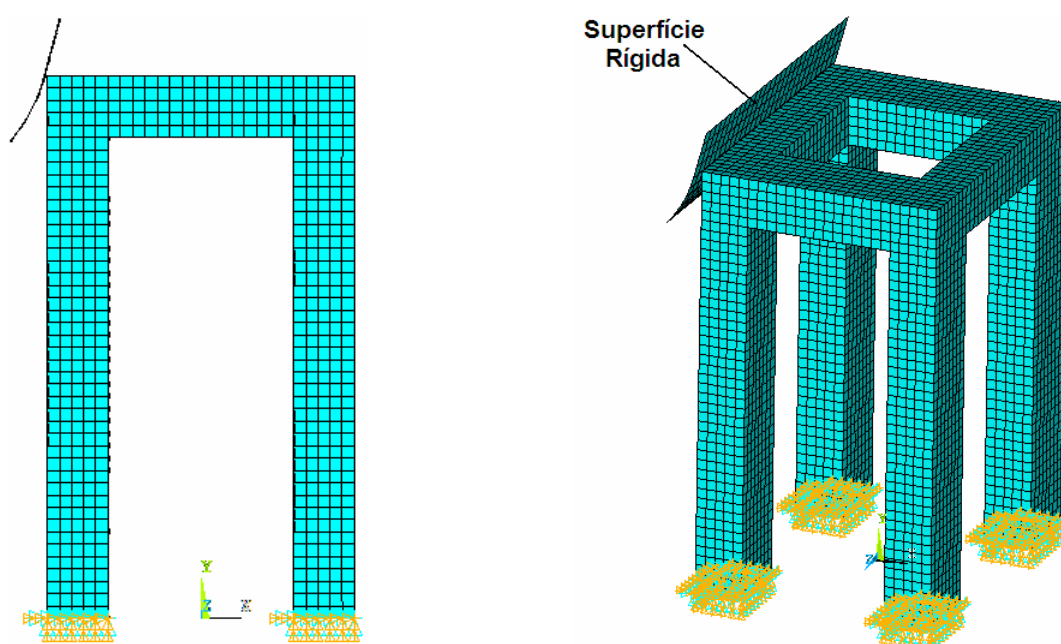


Figura 6.2: Modelo numérico da estrutura utilizando elementos de casca.

Foram aplicadas restrições em todos os graus de liberdade dos nós das extremidades inferiores dos tubos. Na superfície rígida, apresentada na Figura 6.2, foi aplicado um deslocamento prescrito de 80mm na direção X positiva e considerado contato entre a superfície

rígida e os tubos da estrutura. Esse deslocamento prescrito é aplicado ao longo de 40ms. A superfície rígida é formada por 251 elementos totalizando 181 nós.

6.2 Modelo Numérico Utilizando Elementos de Viga

A mesma estrutura apresentada na Figura 6.1 foi agora modelada numericamente utilizando elementos de viga explícitos BEAM161 [Ansys/Ls-Dyna, 2007] de 2 nós com 6 graus de liberdade em cada nó. O tamanho médio de elemento selecionado foi 10mm, formando a estrutura com 204 elementos de viga com um total de 208 nós. Este modelo numérico é apresentado na Figura 6.3, sendo apresentado primeiramente em (a) o modelo plotado com os elementos de vigas, ou seja, as linhas que formam a estrutura e, ao lado em (b), o mesmo modelo é apresentado plotando as secções transversais respectivas de cada elemento de viga.

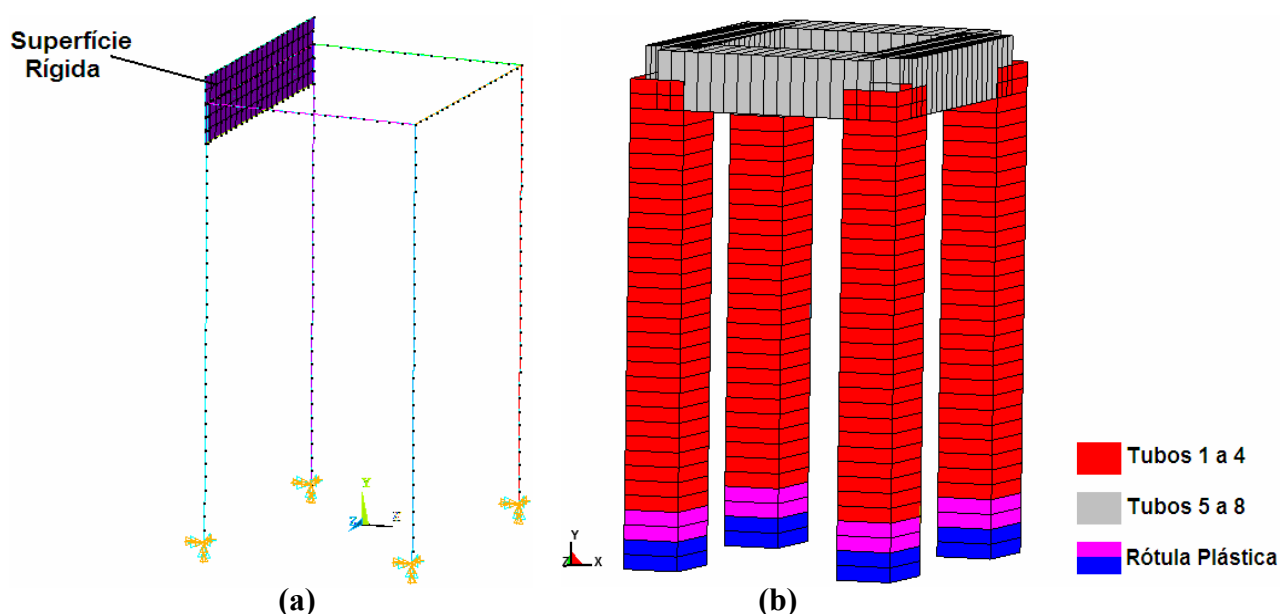


Figura 6.3: (a) Modelo numérico da estrutura utilizando elementos de viga. (b) Mesmo modelo plotando as secções transversais das vigas.

Novamente foram aplicadas restrições em todos os graus de liberdade dos nós das extremidades inferiores dos tubos. Na superfície rígida, apresentada na Figura 6.3(a), foi aplicado um deslocamento prescrito de 80mm na direção X positiva e considerado contato entre a superfície rígida e os tubos da estrutura, sendo o deslocamento aplicado em 40ms. A superfície rígida é formada por 104 elementos de casca explícitos SHELL163 [Ansys/Ls-Dyna, 2007] totalizando 131 nós.

Na Figura 6.3(b), onde o mesmo modelo formado por elementos de viga é plotado com as respectivas secções transversais das vigas, é possível observar nas cores vermelho e cinza os elementos elasto-plásticos que formam os tubos da estrutura. As cores rosa e azul representam os

elementos de viga rígidos unidos por rótulas plásticas, assim, como se observa na Figura 6.3(b), o modelo possui quatro rótulas plásticas. Elas são adicionadas nesses locais, próximos dos engastes, pois é onde ocorrem grandes deformações plásticas localizadas ao aplicar o deslocamento na estrutura. O engenheiro pode determinar esses pontos somente observando o carregamento imposto à estrutura, porém esta consideração também será comprovada na análise dos resultados do modelo formado por elementos de casca na seção 6.3.

Para definir a curva característica da rótula plástica utilizada nesse modelo numérico, foi desenvolvido um modelo de cascas somente do tubo onde se forma essa rótula plástica, aplicando a mesma metodologia já descrita na seção 5.2. Os tubos onde a rótula plástica se forma são os tubos 1 a 4 e têm dimensões 60x40x4.0mm (ver Figura 6.1). Na Figura 6.4(a) é apresentada a configuração deformada desse modelo numérico utilizado para caracterizar a rótula plástica.

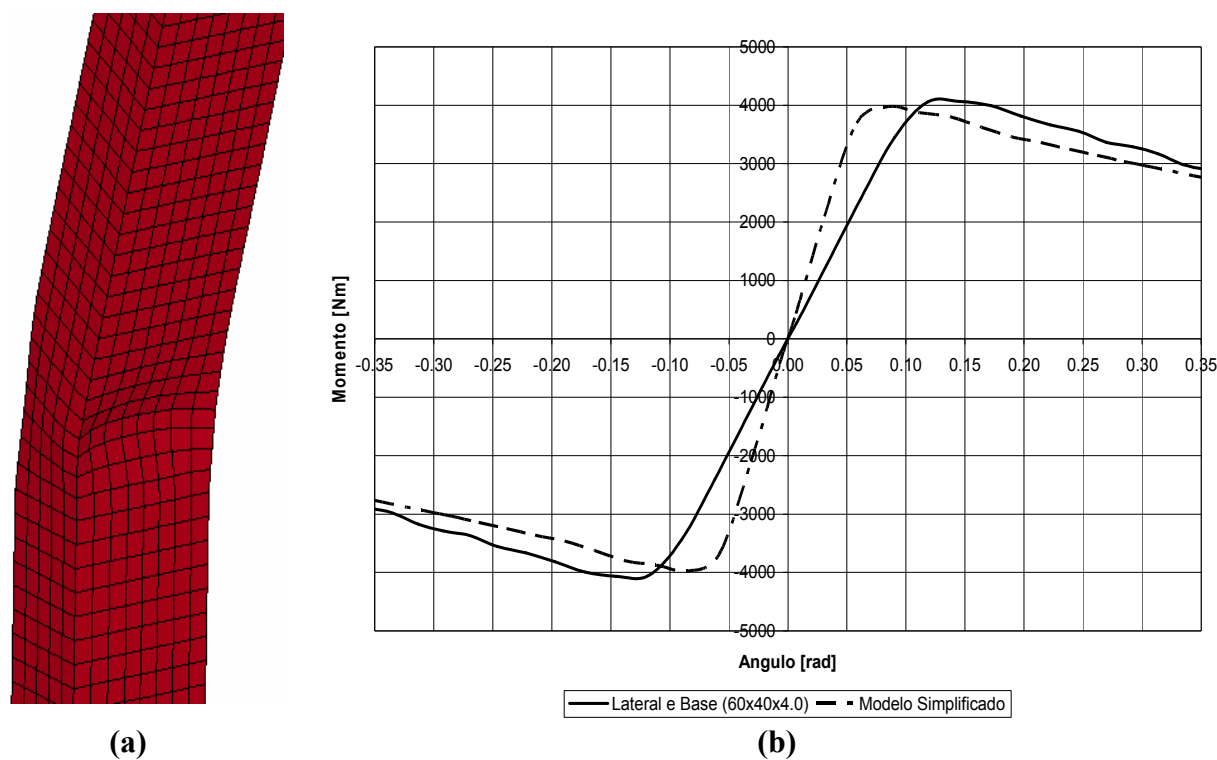


Figura 6.4: (a) Configuração deformada do modelo numérico utilizado para caracterizar a rótula plástica. (b) Comparativo entre a curva característica da rótula plástica calculada nessa seção (linha tracejada) e a rótula plástica da união estrutural da lateral com a base 60x40x4.0mm (linha cheia) já apresentada na Figura 5.13.

Na Figura 6.4(b) é apresentada a curva característica obtida na simulação numérica para caracterização dessa rótula plástica (linha tracejada). Na seção 5.2.2 foram aplicadas as mesmas rótulas plásticas na união estrutural da lateral com a base e na união estrutural da lateral com o teto, pois as uniões possuem tubos idênticos no ponto de formação das rótulas plásticas.

Seguindo essa mesma lógica, compara-se na Figura 6.4(b) a rótula plástica obtida nessa nova análise, com a curva característica da rótula plástica obtida na união estrutural da lateral com a base com tubo de 60x40x4.0mm (linha cheia). Mais uma vez os resultados obtidos foram muito similares, então, a curva utilizada nesse novo modelo será a mesma já apresentada na Figura 5.13 (60x40x4.0mm) e repetida aqui na Figura 6.4(b).

6.3 Análise dos Resultados Obtidos nos Modelos Numéricos Propostos

São agora apresentados e comparados os resultados das simulações numéricas dos dois modelos propostos para a estrutura, descritos nas seções 6.1 e 6.2. Na Figura 6.5 é possível observar as configurações deformadas finais obtidas no modelo de cascas (figura superior) e no modelo de vigas (figura inferior). Primeiramente, no modelo mais complexo empregando elementos finitos de casca, é apresentada uma vista isométrica da estrutura deformada. Ao lado, no detalhe, são apresentadas as deformações plásticas localizadas que configuram as quatro rótulas plásticas formadas nos tubos, na região próxima do engaste.

Abaixo do modelo complexo de cascas na Figura 6.5, é apresentado o modelo simplificado, empregando elementos finitos de viga. As mesmas vistas isométricas do modelo numérico deformado de cascas são apresentadas aqui, para facilitar a comparação, sendo esse modelo de vigas plotado com as seções transversais das vigas visíveis. No detalhe onde são expostas as vistas aproximadas das rótulas plásticas, nota-se que nesse caso, as rótulas são adicionadas ao modelo, utilizando a curva característica que representam seu comportamento. Obviamente que essas rótulas plásticas não apresentam a deformação geométrica igual ao modelo mais detalhado de cascas. No mais, como se observa na Figura 6.5, as configurações deformadas finais de ambos os modelos são muito similares.

Na Figura 6.6 é apresentado um comparativo da força de reação na superfície rígida durante o deslocamento prescrito nos dois modelos numéricos. Analisando o gráfico se nota que a força de reação na superfície rígida do modelo de cascas aumenta rapidamente até atingir o valor máximo em aproximadamente 8mm de deslocamento. Após isso a força de reação na superfície rígida decai lentamente finalizando os 80mm de deslocamento com 123kN.

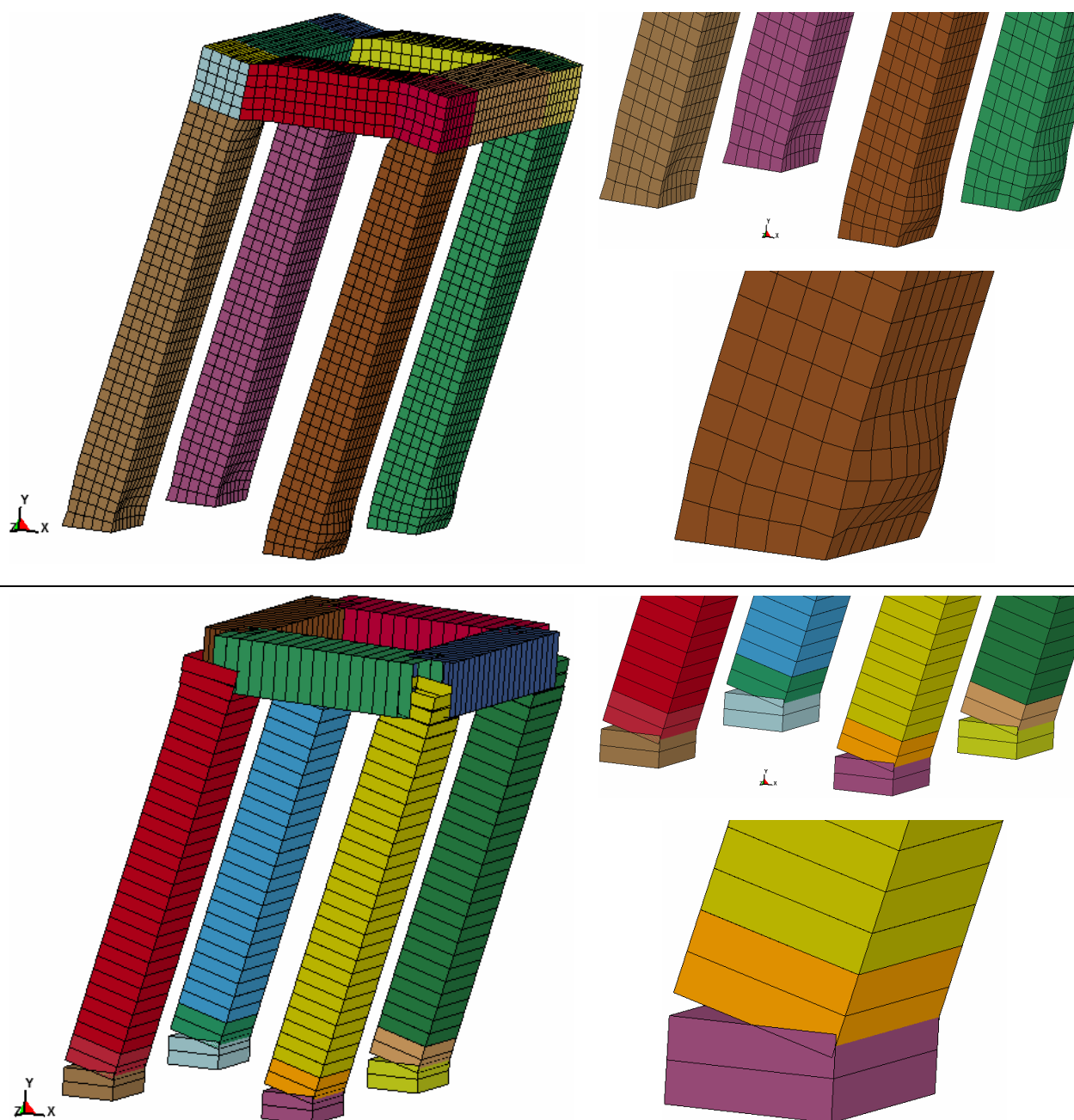


Figura 6.5: Configurações deformadas finais obtidas no modelo complexo empregando elementos finitos de casca (figura superior) e no modelo simplificado empregando elementos de viga (figura inferior e com seções transversais das vigas visíveis).

Analisando agora as forças de reação na superfície rígida do modelo de vigas (Figura 6.6), se observa que essa força aumenta mais lentamente nesse modelo que no modelo de cascas, atingindo seu valor máximo em aproximadamente 40mm. Essa diferença nos dois modelos se deve basicamente a três motivos:

I. A consideração da rótula plástica desta estrutura como sendo igual à rótula plástica da união estrutural do lateral com a base do ônibus. Avaliando novamente o gráfico da Figura 6.4(b), apesar da similaridade entre as curvas, a curva do modelo que representa exatamente a

rótula plástica desse novo modelo, atinge seu valor máximo mais rapidamente que a rótula plástica da união estrutural do ônibus.

II. Logo após o impacto da superfície com a estrutura, o modelo de vigas mostra-se mais instável que o modelo de cascas, isto é, a velocidade de impacto causa vibrações maiores no modelo de vigas. Isso pode ser concluído observando o aumento praticamente linear da força de reação no modelo de cascas até atingir o seu valor máximo, enquanto que no modelo de vigas ocorrem oscilações durante esse aumento da força de reação (ver a linha praticamente horizontal entre 10 e 12mm de deslocamento).

III. No modelo de cascas se observam outras deformações localizadas na região apontada na Figura 6.7, sendo que essas deformações localizadas não foram acrescentadas como rótulas plásticas no modelo de vigas. Foi tomada essa decisão porque, primeiramente, essas rótulas plásticas apresentam pequenas deformações, isto é, se adicionadas no modelo de vigas, apresentariam pequenas rotações, contribuindo pouco para o acréscimo de energia interna da estrutura. Além disso, acrescentar essas rótulas plásticas no modelo de vigas também iria aumentar consideravelmente a complexidade desse modelo, pois seria necessário definir as curvas característica dessas rótulas e adicioná-las ao modelo, sendo muito pequeno o ganho em termos de resultados.

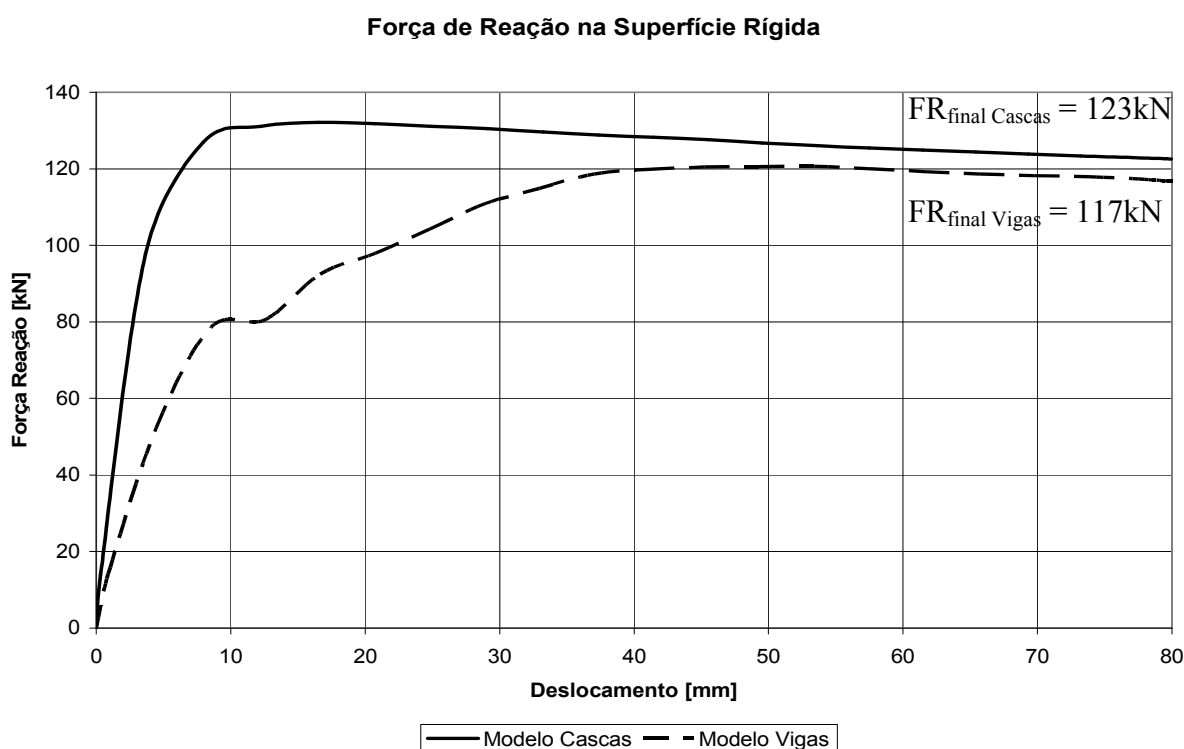


Figura 6.6: Força de reação na superfície rígida durante o deslocamento prescrito nos dois modelos numéricos.

Depois de atingido o valor máximo, a força de reação na superfície rígida do modelo de vigas decai na mesma proporção que o modelo de cascas, isto é, as curvas decaem paralelamente. Interessante observar que esse comportamento também é observado no decaimento das curvas características das duas rótulas plásticas da Figura 6.4(b), por isso o modelo de cascas e vigas apresentam o mesmo comportamento nesta faixa. A força de reação na superfície rígida do modelo de vigas é 117kN depois de aplicado os 80mm de deslocamento prescrito, apenas 4,8% inferior ao valor obtido no modelo de cascas.

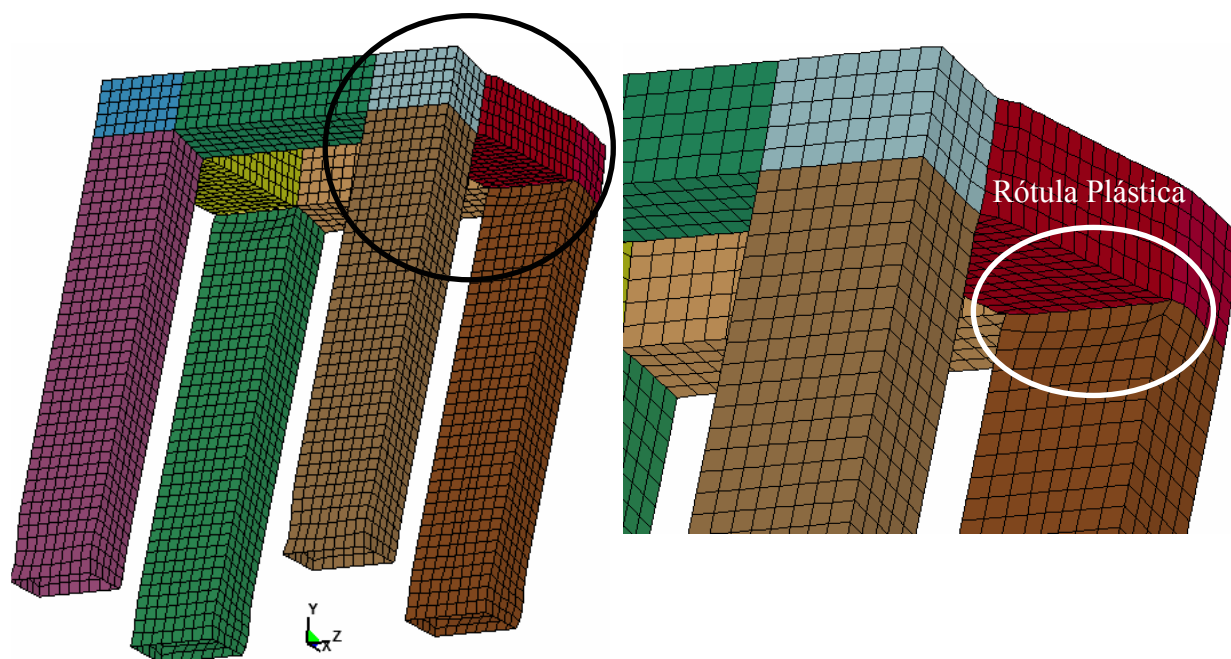


Figura 6.7: Deformação localizada na extremidade superior dos tubos verticais.

Na Figura 6.8 são apresentados os valores de energia interna de cada tubo da estrutura devido às suas deformações, depois de aplicado o deslocamento prescrito de 80mm. A primeira coluna representa a energia interna dos tubos no modelo de cascas e na segunda coluna são apresentadas as energias internas de cada tubo do modelo de vigas. As energias internas dos tubos 1 a 8 são apresentadas na ordem crescente iniciando em baixo, sendo a indicação da numeração dos tubos na estrutura apresentada no detalhe ao lado do gráfico (essa numeração dos tubos também pode ser vista na Figura 6.1). Acima das colunas são apresentados os valores da soma das energias internas dos tubos, indicando a energia interna total da estrutura.

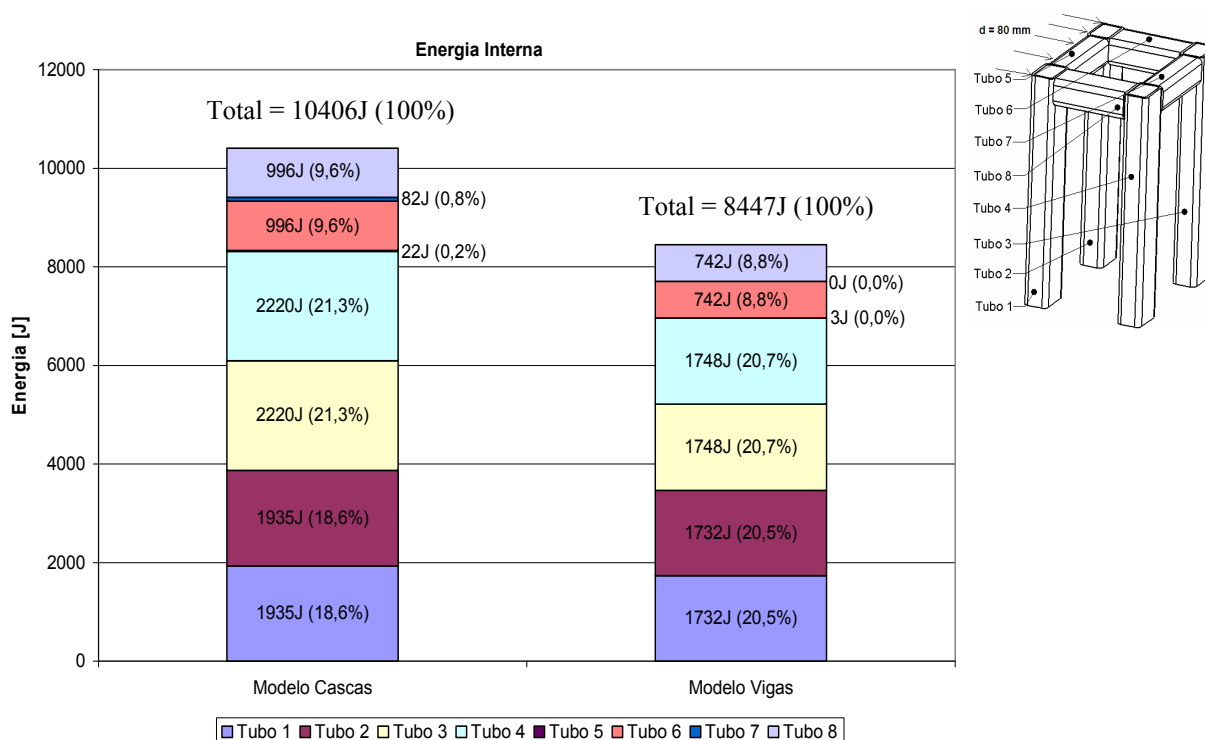


Figura 6.8: Energia interna de cada tubo da estrutura depois de aplicado o deslocamento.

Como já foi analisado na Figura 6.6, a força de reação na superfície rígida no modelo de cascas ficou sempre superior à força de reação no modelo de vigas, assim, já era esperado que a energia interna dos tubos do modelo de cascas fosse superior ao modelo de vigas. É interessante observar no gráfico de barras da Figura 6.8, que a proporção das energias internas de cada tubo é muito similar comparando os dois modelos. Os tubos 1 a 4, que são os tubos verticais, têm a maior deformação, por isso suas energias internas são as maiores tanto no modelo de cascas como no modelo de vigas. Os tubos 6 e 8 também se deformam durante a aplicação do deslocamento, porém muito menos que os tubos 1 a 4. Já os tubos 5 e 6 praticamente não se deformam, finalizando o deslocamento total com energia interna muito pequena em ambos modelos.

Visto que o modelo simplificado empregando elementos de vigas apresenta resultados coerentes com o modelo complexo formado por elementos de cascas, se apresenta na próxima seção a otimização da estrutura estudada nesse capítulo, utilizando para esse procedimento o modelo de vigas.

6.4 Otimização Estrutural do Exemplo Simplificado

Apresenta-se agora a otimização da estrutura estudada neste capítulo. Para todas as otimizações estruturais desta seção foram empregadas populações de dez indivíduos ($IZ=10$), sendo que as otimizações são encerradas depois de criadas sessenta gerações ($NGEN=60$).

6.4.1 Função Objetivo e Variáveis de Projeto

O objetivo dessa otimização será minimizar a massa total da estrutura, sendo utilizada a função objetivo já apresentada na Equação (54) da seção 4.4.2. Porém, essa função objetivo terá uma restrição: a massa será reduzida desde que, ao deformar-se, essa estrutura atinja uma energia interna igual ou superior a 11000J depois de aplicado o deslocamento. Essa restrição poderia ser entendida como uma norma de segurança imposta à estrutura, isto é, a estrutura estaria bem dimensionada se, ao aplicar a solicitação, ela se deforme, pelo menos, até atingir o valor mínimo especificado de energia interna. Caso finalizada a análise, a estrutura não atinja essa restrição de segurança, uma penalidade é imposta ao critério de avaliação dos indivíduos, sendo esse projeto descartado.

O projeto estudado nas seções anteriores deste capítulo, por exemplo, não seria aprovado nesse critério de resistência mecânica. Isso pode ser comprovado avaliando a energia interna total do modelo de vigas apresentada na Figura 6.8. A energia interna da estrutura deformada atingiu 8447J, bem inferior aos 11000J exigidos aqui. Para aumentar a energia interna durante a deformação, deve-se elevar a rigidez da estrutura, aumentando a robustez dos tubos utilizados na sua fabricação.

A variável que será empregada nas otimizações é a espessura dos tubos, mantendo inalteradas as dimensões largura e altura dos tubos. Nesse primeiro projeto todos os tubos da estrutura possuem espessura de 4.0mm (Figura 6.1), assim conclui-se que algumas espessuras têm que ser aumentadas para a estrutura atender a exigência de resistência mecânica imposta na otimização. A massa total desse primeiro projeto é 10,74kg, a qual obviamente será superada para aprovar o projeto.

Os tubos desse exemplo terão as mesmas possibilidades de espessuras dos tubos utilizados para a fabricação da estrutura lateral do ônibus. Por essa razão foi empregada a mesma rótula plástica determinada para a lateral do ônibus nesse exemplo simplificado (ver Figura 6.4), pois como os tubos utilizados aqui têm as mesmas dimensões (largura e altura) dos tubos utilizados no ônibus, todas as oito rótulas plásticas possíveis nesse exemplo serão as mesmas já definidas no capítulo 5 e apresentadas na Figura 5.13. Assim os tubos verticais da estrutura

simplificada (tubos 1 a 4) têm sempre as dimensões de largura e altura iguais a 60x40mm e as opções de espessuras iguais às apresentadas na seção 4.4.1 (em mm):

4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6,0 ; 6,5 ; 7,0 ; 7,5

Apesar da estrutura analisada ser formada por oito tubos soldados, a otimização estrutural aqui apresentada terá cinco variáveis. Na Figura 6.9 estão apresentados os tubos que representam as cinco variáveis de otimização, por exemplo, os tubos 1 e 2 representam a variável 1 (V1), assim esses dois tubos terão sempre espessuras iguais em qualquer projeto diferente gerado durante o processo de otimização. Esse raciocínio vale também para os demais tubos, então:

- Variável 1 – Espessura dos tubos 1 e 2;
- Variável 2 – Espessura dos tubos 3 e 4;
- Variável 3 – Espessura do tubo 5;
- Variável 4 – Espessura dos tubos 6 e 8;
- Variável 5 – Espessura do tubo 7.

Como cinco variáveis de projeto podem assumir oito valores diferentes cada, existem $390.625 (= 5^8)$ possibilidades diferentes de projeto para a estrutura estudada.

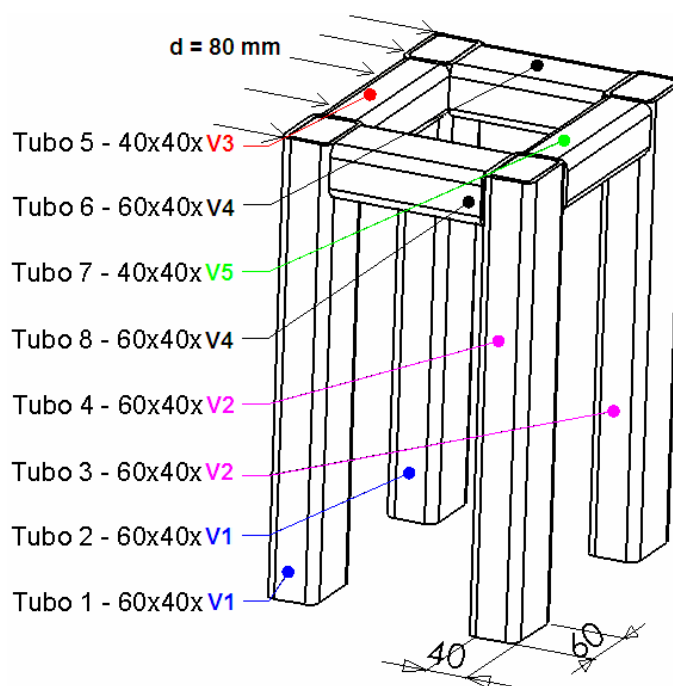


Figura 6.9: Cinco variáveis de projeto utilizadas na otimização estrutural do exemplo simplificado.

6.4.2 Resultados Obtidos no Exemplo Simplificado

Foram realizados quatro processos de otimização estrutural a partir de diferentes populações iniciais, sendo que essas quatro populações iniciais foram geradas aleatoriamente pelo algoritmo de otimização. Nas Figura 6.10, Figura 6.11, Figura 6.12 e Figura 6.13 são apresentadas respectivamente, em forma gráfica, as populações iniciais 1 a 4.

As configurações dos projetos são apresentadas nos primeiros cinco conjuntos de barras dos gráficos, que representam as espessuras dos tubos empregados em cada variável, conforme apresentado na Figura 6.9. Os outros dois conjuntos de barras representam, respectivamente, a energia interna total da estrutura depois de aplicado o deslocamento prescrito e a massa total dessa estrutura. Juntamente com as populações iniciais geradas aleatoriamente, são apresentados os melhores projetos gerados a partir de cada uma dessas populações. A primeira coluna de cada conjunto de barras, em vermelho, representa o projeto otimizado e as demais colunas em cinza de cada conjunto de barras representam os indivíduos da população inicial. Os indivíduos da população inicial que foram reprovados no critério de resistência mecânica mínima, isto é, projetos que obtiveram energia interna inferior a 11000J depois de deformados, não são mostrados nos gráficos.

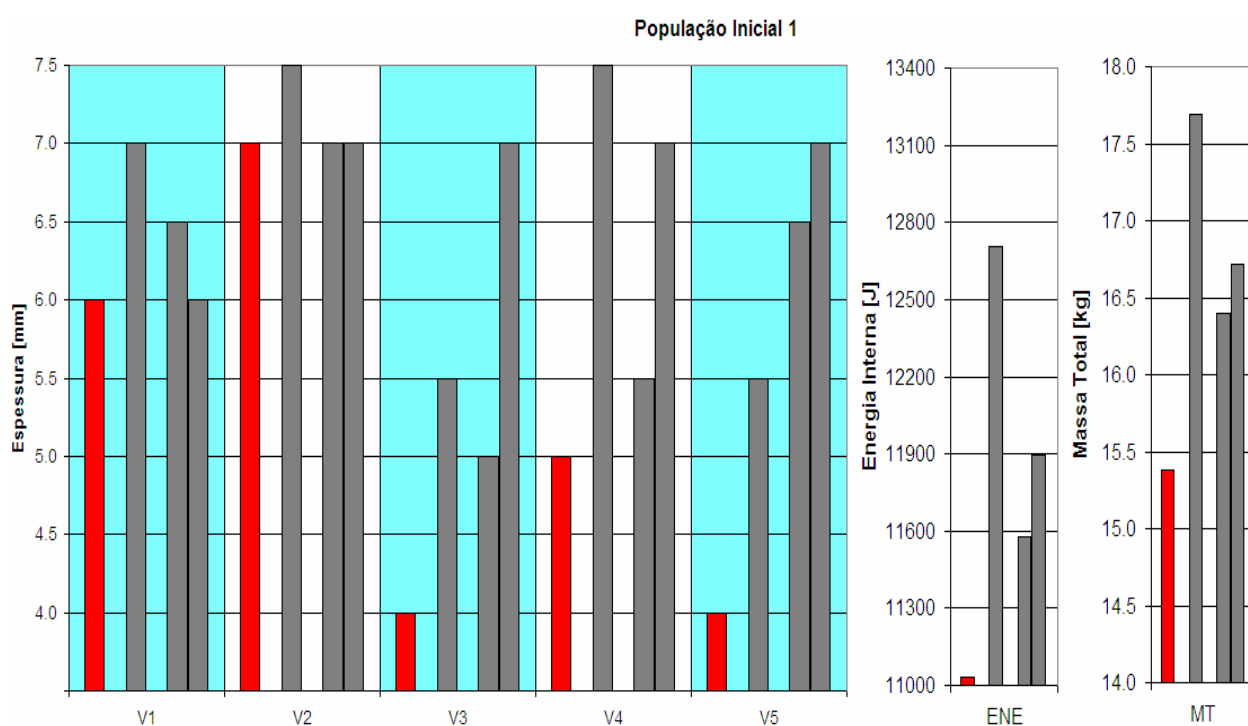


Figura 6.10: Gráfico mostrando as características dos três indivíduos da População Inicial 1 gerada aleatoriamente (sete indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

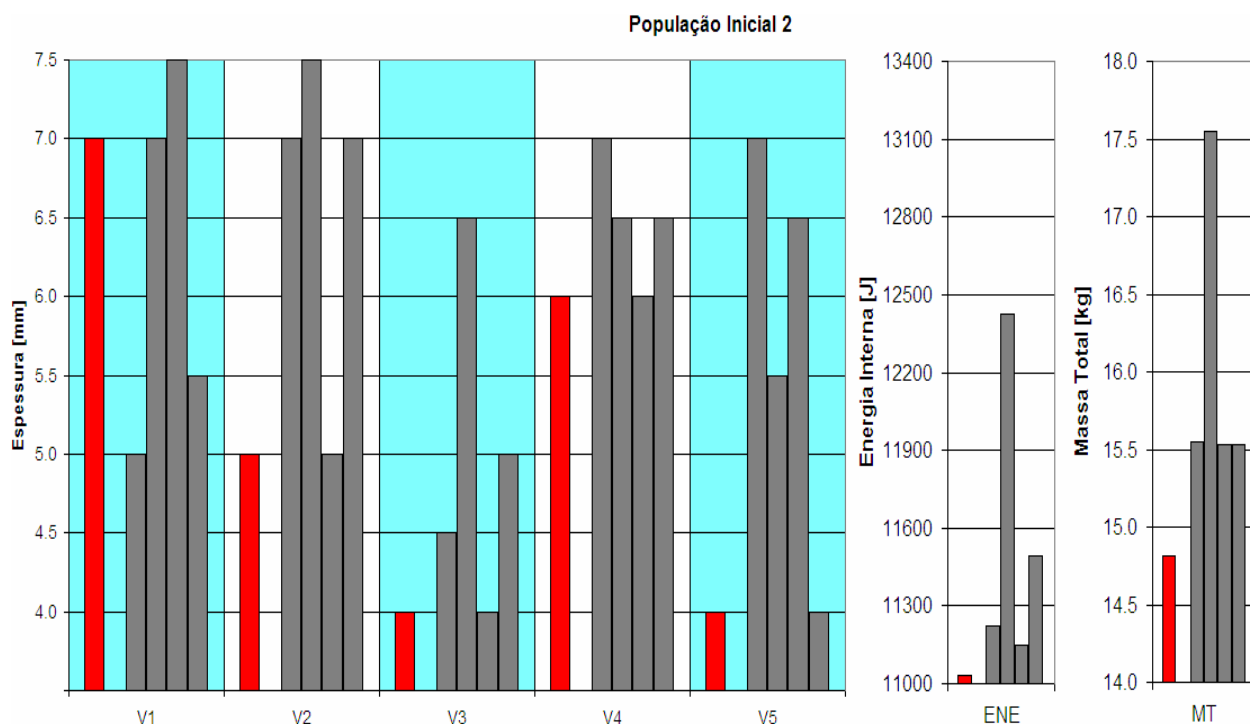


Figura 6.11: Gráfico mostrando as características dos quatro indivíduos da População Inicial 2 gerada aleatoriamente (seis indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

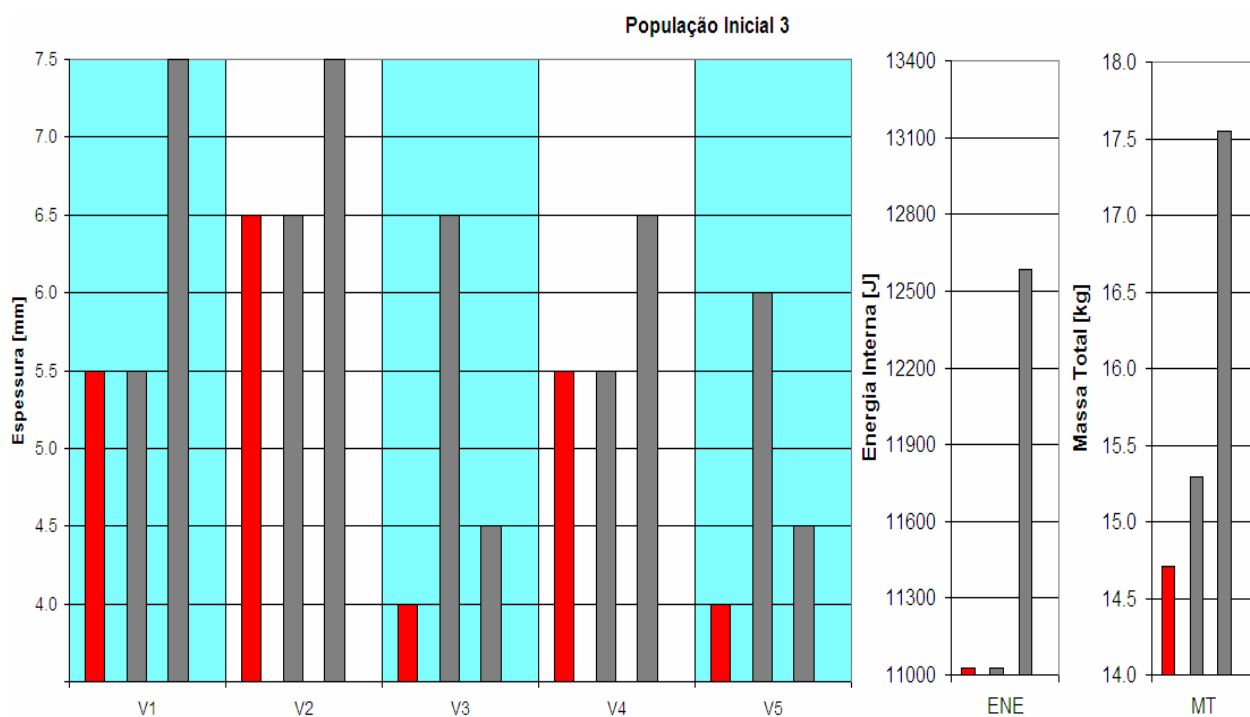


Figura 6.12: Gráfico mostrando as características dos dois indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (oito indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

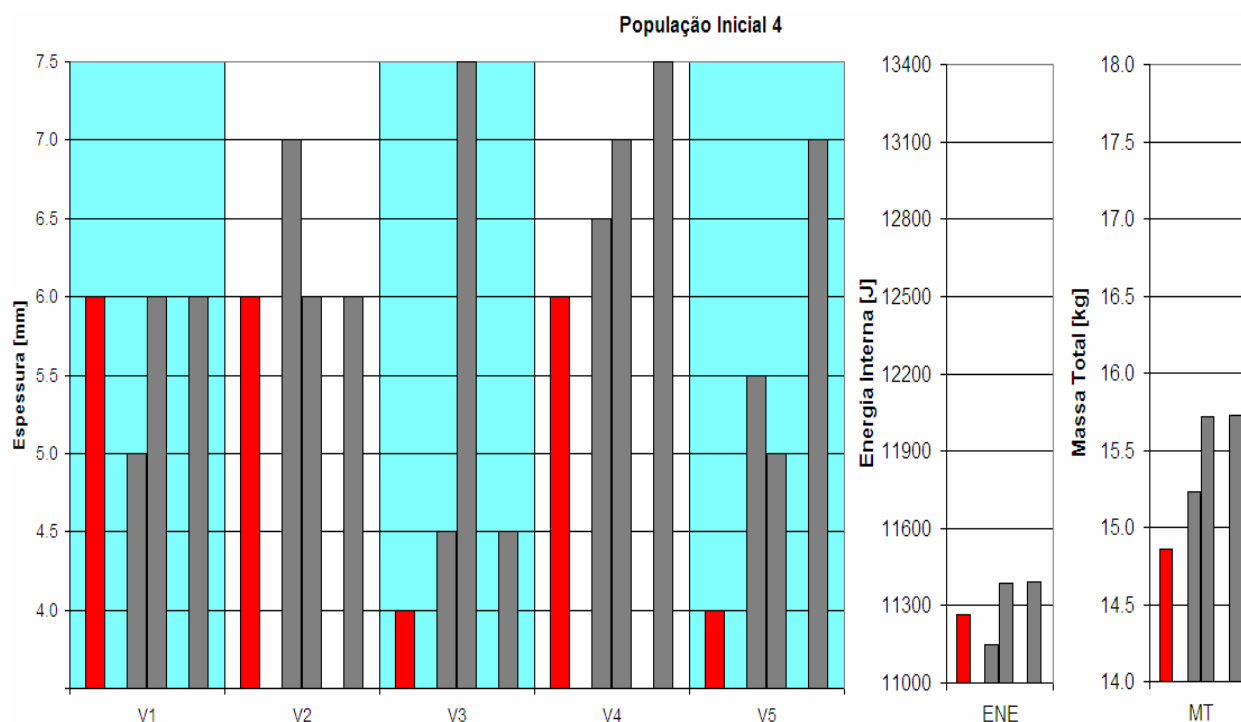


Figura 6.13: Gráfico mostrando as características dos três indivíduos da População Inicial 4 gerada aleatoriamente (sete indivíduos reprovados no critério resistência mecânica) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

Na Tabela 6.1 são resumidos os resultados dos projetos otimizados já apresentados graficamente nas Figura 6.10 a Figura 6.13. Cada população inicial obteve um projeto otimizado diferente. Porém também se percebe que mesmo iniciando com populações iniciais muito diferentes, os distintos projetos otimizados gerados possuem características semelhantes, sendo que as massas ficam muito próximas. Na Tabela 6.1 se observa que, exceto pela População Inicial 1, as demais populações iniciais geraram projetos otimizados com diferença de massa total inferior a 1%. Essas são características do algoritmo genético que serão abordados com profundidade ao longo do capítulo 8.

Tabela 6.1: Energia interna e massa total dos quatro projetos otimizados apresentados de forma gráfica nas Figura 6.10 a Figura 6.13.

População Inicial	1	2	3	4
Energia Interna [J]	11032,30	11033,50	11026,70	11267,10
Massa Total [kg]	15,38	14,82	14,70	14,86

Sobre os projetos gerados, se observa que, comparando os diferentes projetos otimizados obtidos em cada população inicial, todos empregaram o menor valor possível às variáveis 3 e 5, que representam as espessuras dos tubos 5 e 7 respectivamente. Isso ocorre porque esses tubos

não se deformam durante a aplicação do carregamento proposto, então sua energia interna permanece praticamente nula ao fim da simulação, como já foi apresentado na Figura 6.8. Como esses tubos não contribuem para o aumento da resistência mecânica da estrutura, o algoritmo genético diminui ao máximo sua espessura, para buscar a menor massa total possível, enquanto mantêm altas as espessuras dos demais tubos, garantindo a energia interna devido à deformação da estrutura acima do limite estabelecido.

A otimização estrutural apresentada nessa seção foi realizada com o intuito de empregar o algoritmo genético em uma aplicação simplificada, antes de iniciar a otimização de um modelo numérico complexo, como é a simulação de tombamento de um ônibus. Também foram mostradas aqui algumas formas de apresentação de resultados que serão utilizadas ao longo do capítulo 8, onde serão analisados, tanto os projetos do ônibus gerados com o auxílio do algoritmo genético, como as características e aplicações dessa poderosa ferramenta.

7. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TOMBAMENTO DO ÔNIBUS

Definidas todas as rótulas plásticas possíveis para o projeto do ônibus no capítulo 5, é apresentada aqui a simulação numérica do tombamento do ônibus considerando uma das configurações possíveis de projeto. O objetivo dessa etapa é avaliar o comportamento estrutural do veículo e analisar a viabilidade do projeto, isto é, se o comportamento do veículo sob tombamento está passível de atender as exigências de rigidez estrutural impostas pela norma ECE R66 [2001].

7.1 Posição das Rótulas Plásticas no Veículo Completo

O modelo descrito no capítulo 4.2 possui 34 rótulas plásticas, sendo 18 localizadas nas uniões estruturais da lateral com a base e 16 nas uniões estruturais da lateral com o teto. Como já foi explicado, foram selecionadas configurações geométricas das uniões estruturais de modo que as rótulas plásticas formem-se sempre no mesmo local para qualquer configuração criada durante a otimização estrutural. As rótulas plásticas no modelo numérico podem ser visualizadas na Figura 7.1.

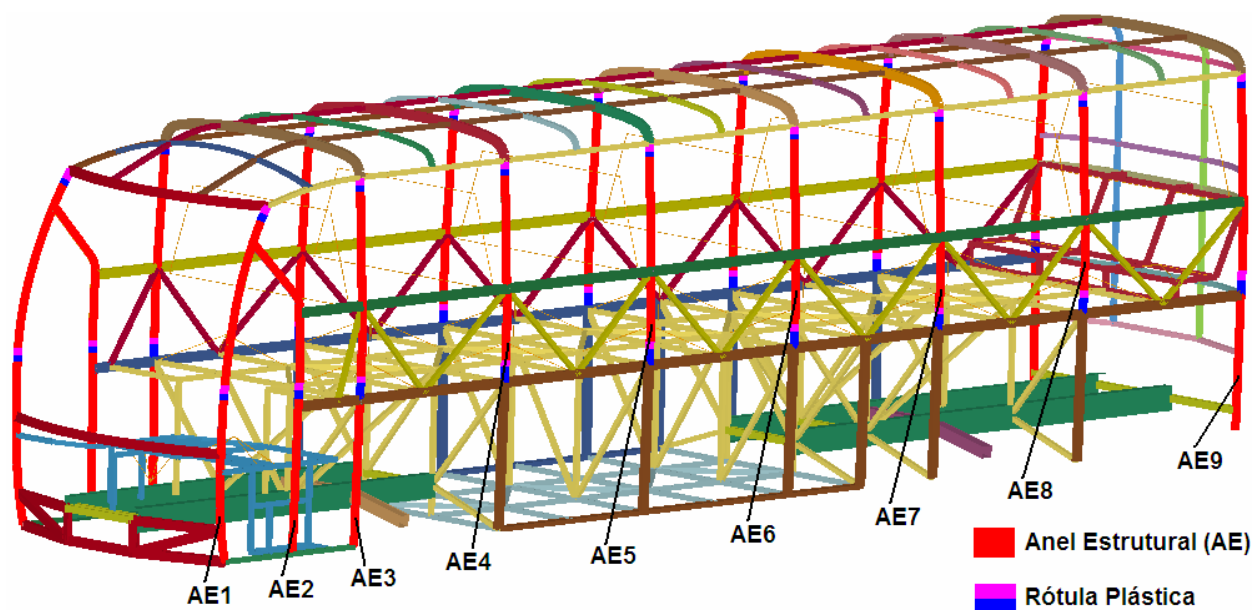


Figura 7.1: Posição das rótulas plásticas no modelo numérico do veículo completo.

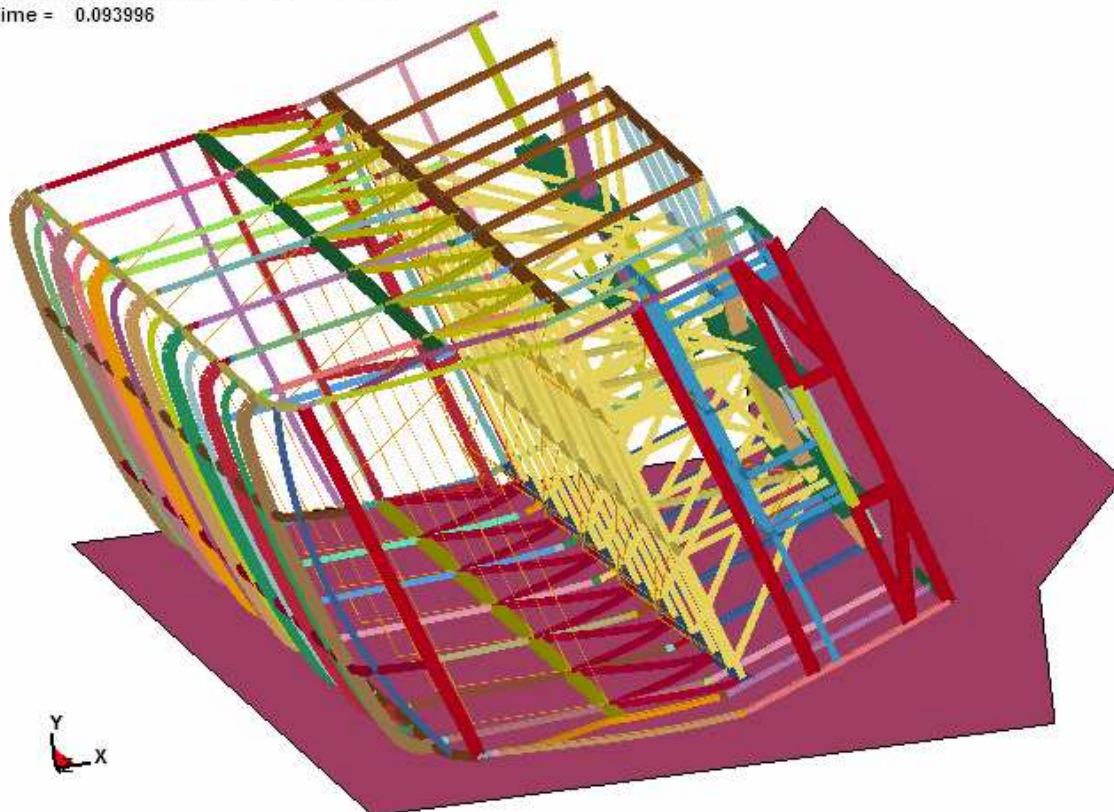
É importante salientar que durante a otimização estrutural não se alteram somente as curvas características das rótulas plásticas, simultaneamente se alteram também as propriedades geométricas dos tubos que formam os componentes sob otimização, isto é, as secções transversais dos elementos de vigas da estrutura da lateral são atualizadas. Assim, durante a

otimização estrutural, têm-se atualizadas a resistência mecânica da estrutura e também a sua massa.

7.2 Resultados da Simulação Numérica do Projeto Original

Nessa primeira análise se consideram todos os tubos variáveis na otimização da estrutura, ou seja, os tubos verticais que formam as laterais da estrutura, com 6,5mm de espessura, sendo essa a configuração inicial da estrutura do ônibus que se deseja otimizar. Na Figura 7.2 é mostrada a configuração de deformação máxima da estrutura do ônibus durante o tombamento.

OTIMIZACAO ROLLOVER NORMA R66
Time = 0.093996



OTIMIZACAO ROLLOVER NORMA R66
Time = 0.093996

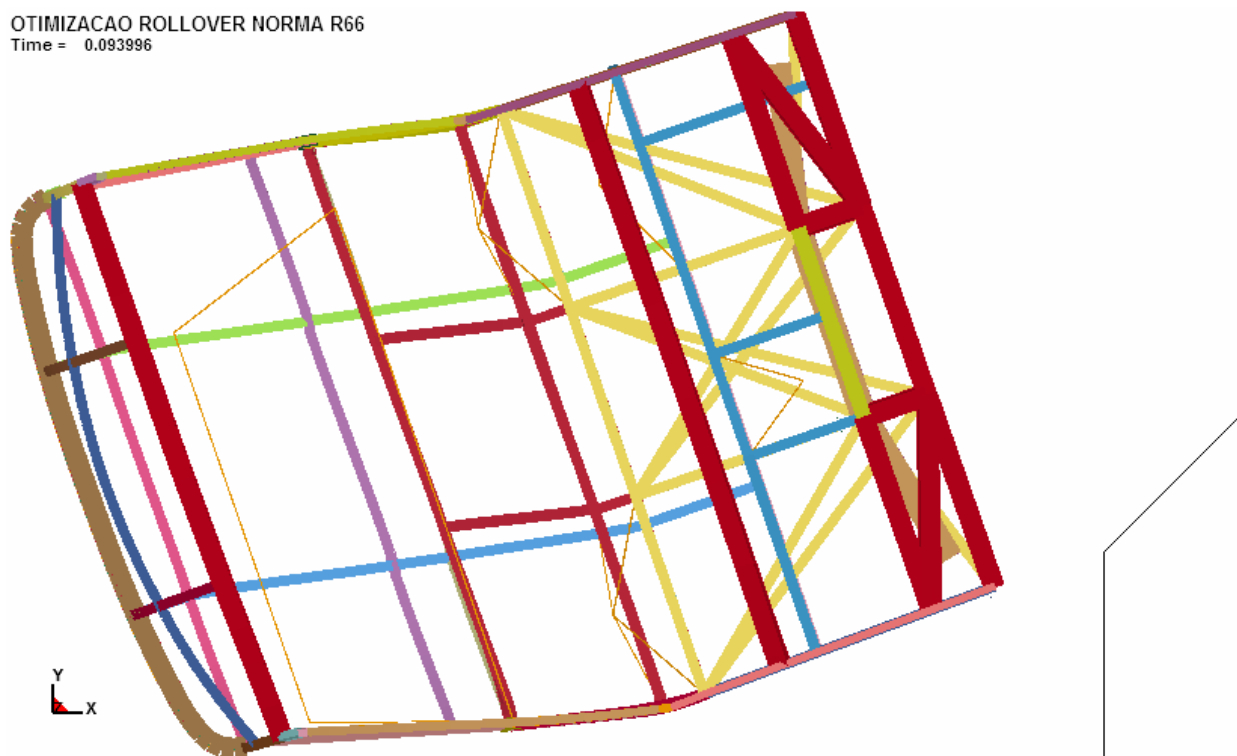


Figura 7.2: Configuração deformada máxima da estrutura completa do ônibus durante a simulação do tombamento (plotadas as secções transversais dos elementos de vigas).

A distância mínima encontrada entre a estrutura da lateral e os gabaritos da área de sobrevivência foi 6,01mm, sendo que essa mesma distância foi determinada em dois pontos na estrutura: no sétimo e no nono anel estrutural, como pode ser observado na Figura 7.3. Essa distância considerada para aprovação da resistência mecânica da estrutura frente ao tombamento não é diretamente a distância entre os nós, pois os elementos de viga da estrutura da lateral passam pelo centróide do tubo simulado, então desconta-se metade da altura do tubo para obter-se o valor de distância entre o gabarito e a estrutura real do veículo. Na Figura 7.3 pode se observar os nós do modelo de vigas onde a distância é mínima entre lateral e área de sobrevivência, e também a estrutura plotada com as secções transversais dos tubos para verificar a distância real entre esses pontos.

Assim é possível concluir que essa primeira estrutura testada atendeu com folga as exigências de resistência ao tombamento descritos na norma ECE R66 [2001], sendo possível agora partir para a otimização estrutural do veículo utilizando o algoritmo genético. A massa total dessa estrutura é 11604,40kg, o que com certeza será reduzido após a otimização estrutural do veículo completo.

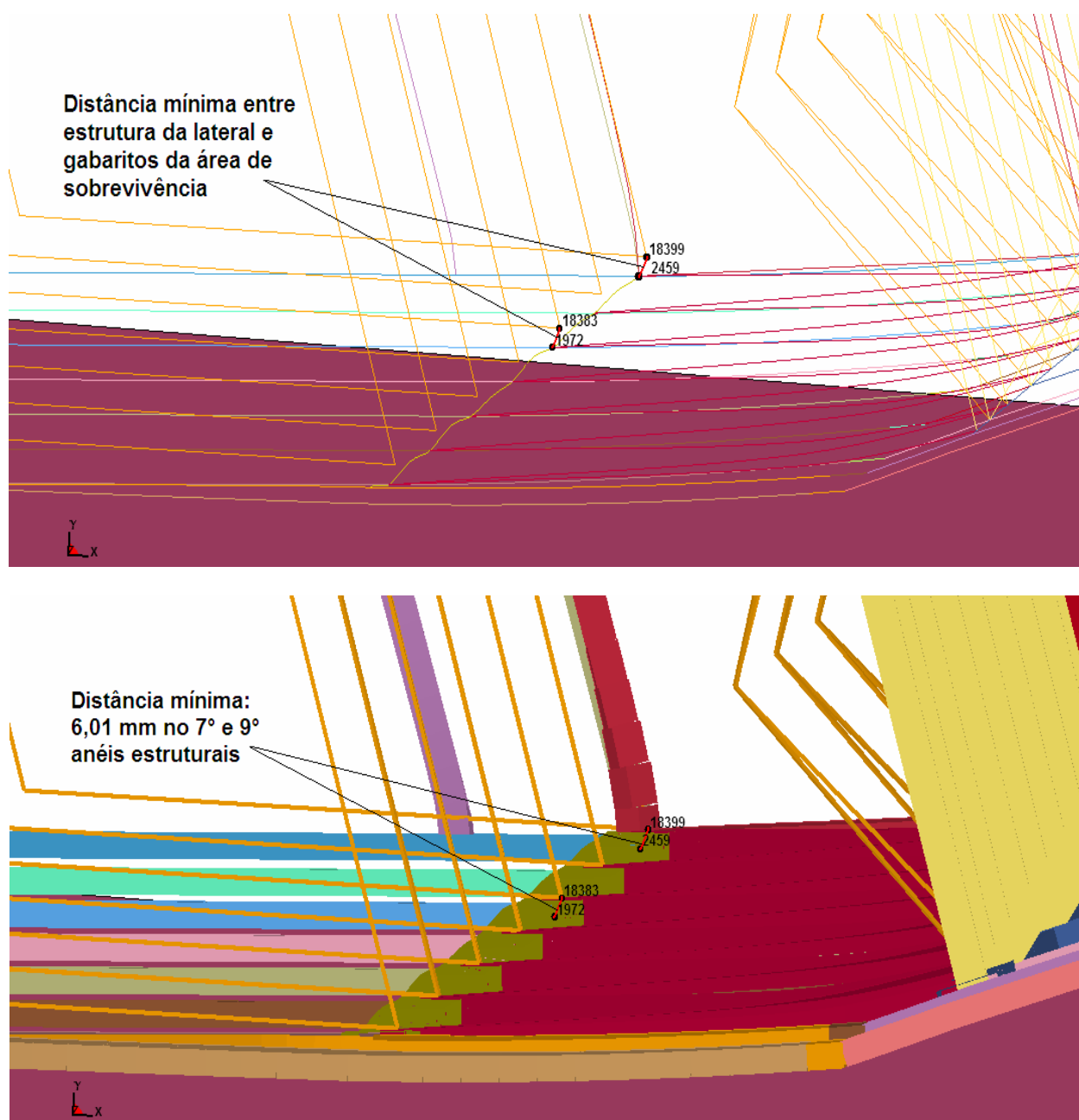


Figura 7.3: Nós que apresentaram menor distância entre a estrutura da lateral e a área de sobrevivência para o primeiro projeto analisado.

8. OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO ÔNIBUS SOB TOMBAMENTO

Apresenta-se agora a otimização estrutural do veículo completo sob tombamento segundo a metodologia descrita no capítulo 4.4. Primeiramente, busca-se otimizar o projeto visando somente um objetivo. Numa segunda etapa se realizam otimizações estruturais visando mais de um objetivo, chamadas otimizações multi-objetivo.

Os parâmetros empregados no algoritmo genético são demonstrados na Tabela 8.1. Nessa tabela se observa o critério de parada empregado – número de gerações limite – sendo que o processo de otimização se encerra depois de criadas sessenta gerações. Esses parâmetros são empregados em todas as otimizações estruturais do veículo completo sob tombamento, quando alterado algum dos parâmetros aqui demonstrados, uma nova tabela similar à Tabela 8.1 é apresentada.

Tabela 8.1: Parâmetros empregados no algoritmo genético.

População	10
Número de Gerações	60
Crossover	Heurístico
Seleção	Roleta
Mutação	Uniforme
Taxa de Mutação	0,008 (0,8%)

Em Guerra [2008] é apresentada uma avaliação da influência causada pela alteração de cada um dos parâmetros da Tabela 8.1 em exemplos simplificados de otimização utilizando Algoritmo Genético. Nesse trabalho também são empregados critérios de parada mais elaborados, que avaliam cinco critérios diferentes para finalizar o processo de otimização: valor limite de gerações, tempo limite, valor limite da função de aptidão, número de gerações onde o valor ótimo fica estabilizado e limite de tempo para a estabilização do valor ótimo entre gerações. Nesse trabalho não foi aprofundado o estudo da influência nos resultados dos projetos otimizados ao utilizar um critério de parada mais elaborado, ficando esse tema como proposta para um trabalho futuro.

8.1 Otimização Estrutural Visando Redução da Massa do Veículo

Nessa primeira análise o veículo é otimizado buscando obter a mínima massa para a estrutura desse veículo, sendo exigido que o veículo atenda a exigência de resistência mecânica ao tombamento, descrito na norma ECE R66 [2001]. Sendo assim a otimização estrutural aqui

apresentada tem somente um objetivo, a redução da massa do veículo, conforme já demonstrado na Equação (54) da seção 4.4.2. Porém, aplica-se também uma restrição, verificando se o veículo atende às exigências de resistência mecânica mínima ao tombamento da norma ECE R66 [2001], que se transgredida uma penalidade é imposta ao critério de avaliação dos indivíduos (função objetivo).

8.1.1 Populações Iniciais Criadas Aleatoriamente

Foram realizados quatro processos de otimização estrutural a partir de diferentes populações iniciais, sendo que essas quatro populações iniciais foram geradas aleatoriamente pelo algoritmo de otimização. Nas Figura 8.1, Figura 8.2, Figura 8.3 e Figura 8.4 são apresentadas respectivamente, em forma gráfica, as populações iniciais 1 a 4.

As configurações dos projetos são apresentadas nos primeiros nove conjuntos de barras dos gráficos, que representam as espessuras dos tubos empregados em cada anel estrutural do veículo (*AE1* até *AE9*). Os outros dois conjuntos de barras representam, respectivamente, as distâncias mínimas entre a estrutura e a área de sobrevivência durante o tombamento (*DM*) e a massa total do veículo (*MT*). Juntamente com as populações iniciais geradas aleatoriamente, são apresentados os melhores projetos gerados a partir de cada uma dessas populações. A primeira coluna de cada conjunto de barras, em vermelho, representa o projeto otimizado e as demais colunas em cinza de cada conjunto de barras representam os indivíduos da população inicial. Os indivíduos da população inicial que foram reprovados no critério de tombamento não são mostrados nos gráficos.

Apresenta-se na Tabela 8.2 os valores de distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência (*DM*) e massa total (*MT*) dos projetos otimizados, resumindo os resultados das otimizações dessas quatro populações iniciais, já apresentados graficamente nas Figura 8.1 a Figura 8.4. Também na Tabela 8.2 se apresenta o projeto original do capítulo 7 e a comparação das massas totais dos projetos otimizados com esse projeto original.

Nos resultados apresentados nota-se que cada população inicial gerou um projeto otimizado diferente, o que é uma característica dos algoritmos genéticos e será abordado com bastante profundidade ao longo desse capítulo. Porém, se observa na Tabela 8.2 que a diferença entre os projetos otimizados é muito pequena, sendo que, em relação ao projeto original, todos projetos otimizados obtiveram redução de massa ficando com *MT* entre 99,32% e 99,36% da *MT* do projeto original.

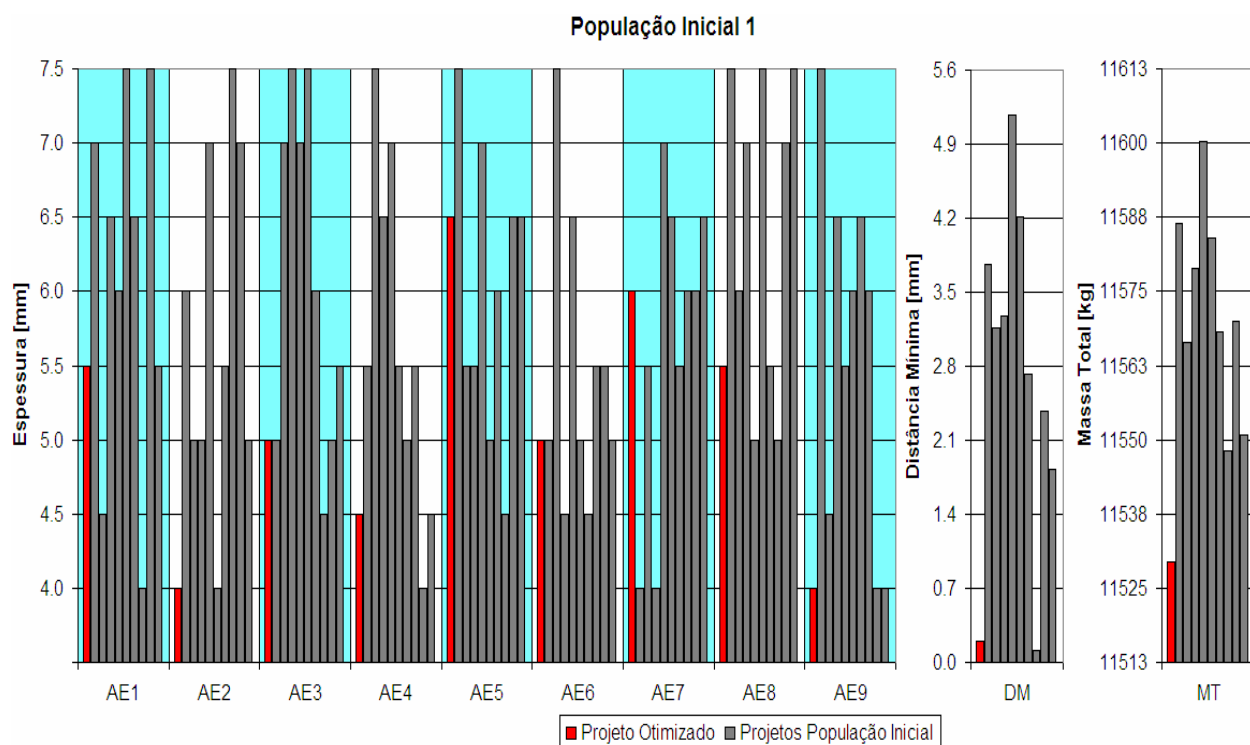


Figura 8.1: Gráfico mostrando as características dos nove indivíduos da População Inicial 1 gerada aleatoriamente (um indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

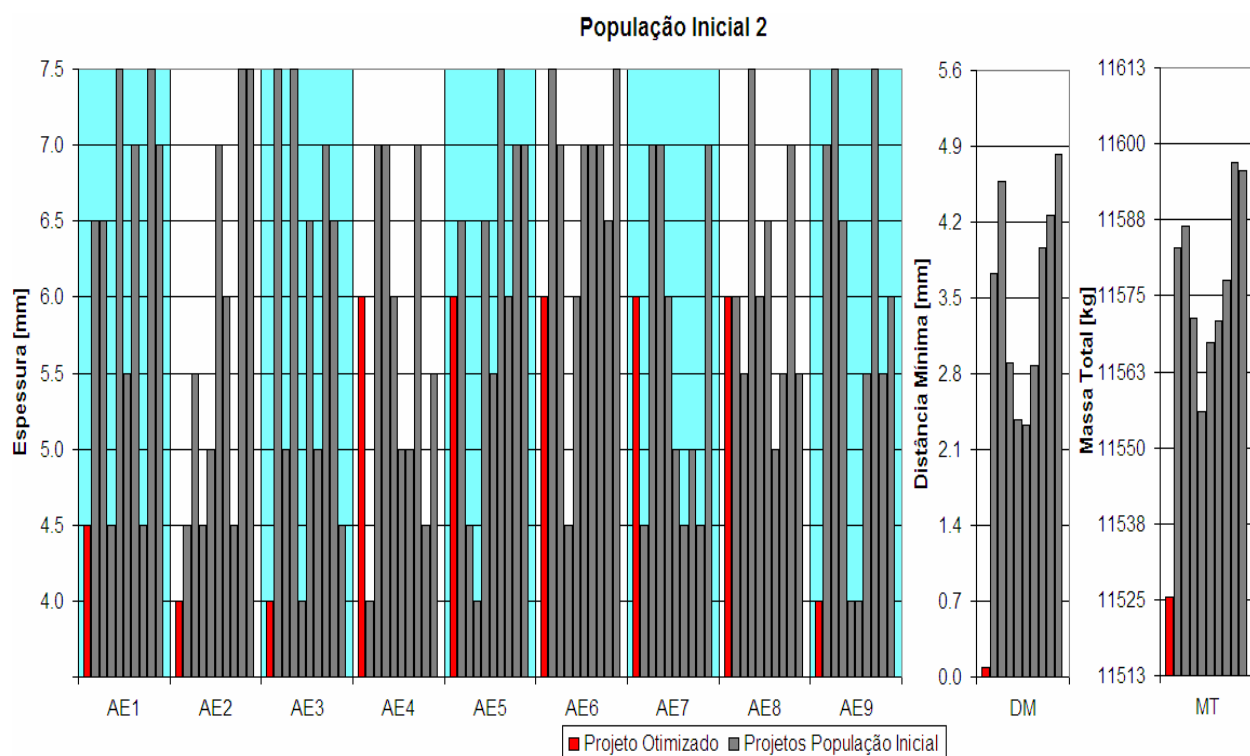


Figura 8.2: Gráfico mostrando as características dos nove indivíduos da População Inicial 2 gerada aleatoriamente (um indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

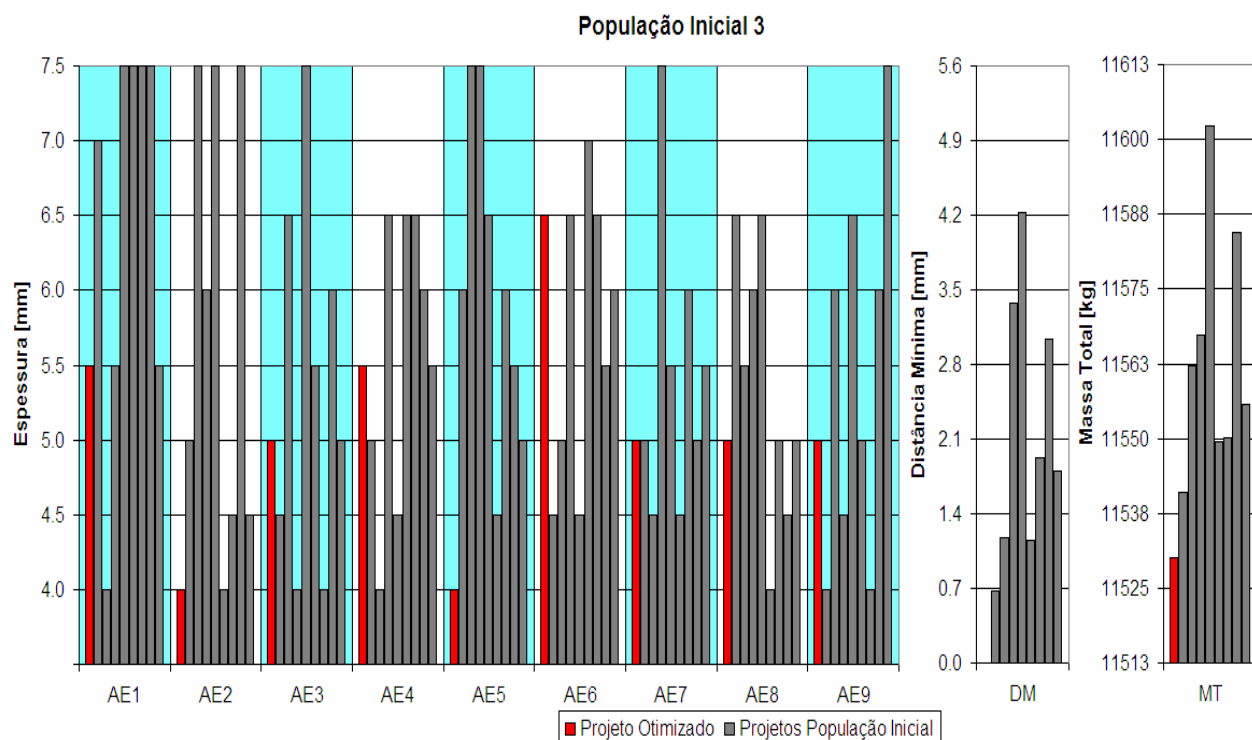


Figura 8.3: Gráfico mostrando as características dos oito indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (dois indivíduos reprovados no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

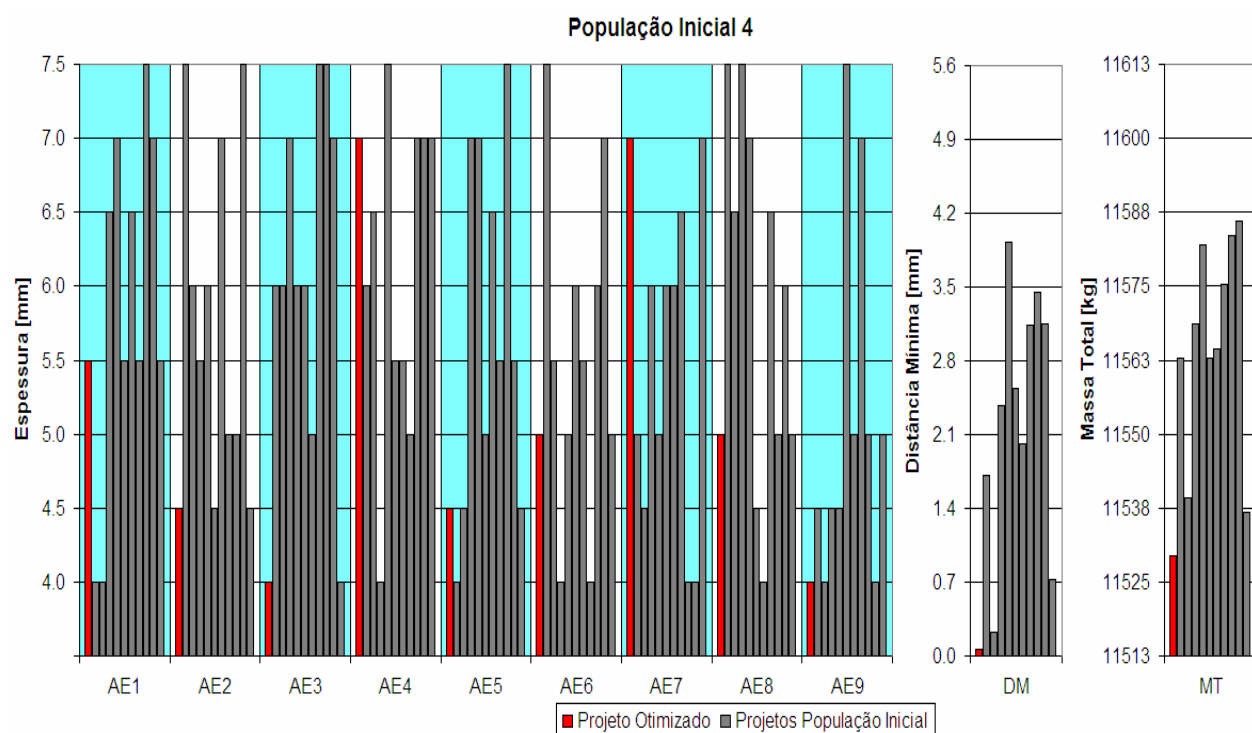


Figura 8.4: Gráfico mostrando as características dos dez indivíduos da População Inicial 3 gerada aleatoriamente (nenhum indivíduo reprovado no critério de segurança) e o indivíduo otimizado após sessenta gerações.

Tabela 8.2: Distância mínima (*DM*) e massa total (*MT*) dos quatro projetos otimizados e comparação das massas desses projetos com o projeto original apresentado no capítulo 7.

População Inicial	1	2	3	4	Proj. Original
<i>DM</i> [mm]	0,20	0,09	1,42E-14	0,06	6,01
<i>MT</i> [kg]	11529,44	11525,46	11530,16	11529,36	11604,40
Compara <i>MT</i> com Proj. Original	99,35%	99,32%	99,36%	99,35%	100,00%

Na Figura 8.5 apresenta-se as evoluções das médias dos valores obtidos nas funções objetivo de cada indivíduo para cada geração criada a partir das quatro diferentes populações iniciais. É fácil concluir que, por se tratar de um valor médio das funções objetivo dos indivíduos de uma população, este valor está diretamente ligado ao número de indivíduos que são reprovados no critério de resistência mecânica ao tombamento. Quando essa penalidade ocorre, a função objetivo desse indivíduo fica nula, reduzindo muito a média dessa população. Isso quer dizer que a média das funções objetivo dos indivíduos de uma população fica muito menor ao se comparar com uma outra população em que todos os indivíduos cumprem a exigência de resistência ao tombamento, independentemente dessa população ser composta por indivíduos extremamente pesados.

Depois da primeira geração, as populações que apresentaram algum indivíduo reprovado no critério de resistência mínima ao tombamento tiveram seu valor médio das funções objetivo ignorados, assumindo-se para essas gerações o mesmo valor médio das funções objetivo da geração anterior. Por essa razão é possível observar algumas linhas horizontais na Figura 8.5. Esse critério foi utilizado para facilitar a visualização da região de interesse, pois quando um projeto é reprovado, e conseqüentemente tem sua função objetivo nula, a média dessa população decai muito, deixando muito “poluída” a faixa da curva que se quer analisar.

A marca circular que aparece nas curvas (uma marca em cada curva) da Figura 8.5 representa a geração onde o melhor indivíduo, gerado após todo o processo iterativo de otimização estrutural, apareceu pela primeira vez.

Na Tabela 8.3 é descrito novamente um resumo de dados apresentados anteriormente nesta seção de forma gráfica. Nesta tabela têm-se, primeiramente, as médias das funções objetivos dos indivíduos gerados aleatoriamente de cada população inicial. Também são apresentados o número de indivíduos reprovados no critério de segurança em cada população

inicial e ainda a distância mínima entre área de sobrevivência e estrutura (DM) e a massa total (MT) do melhor projeto pertencente a cada população inicial.

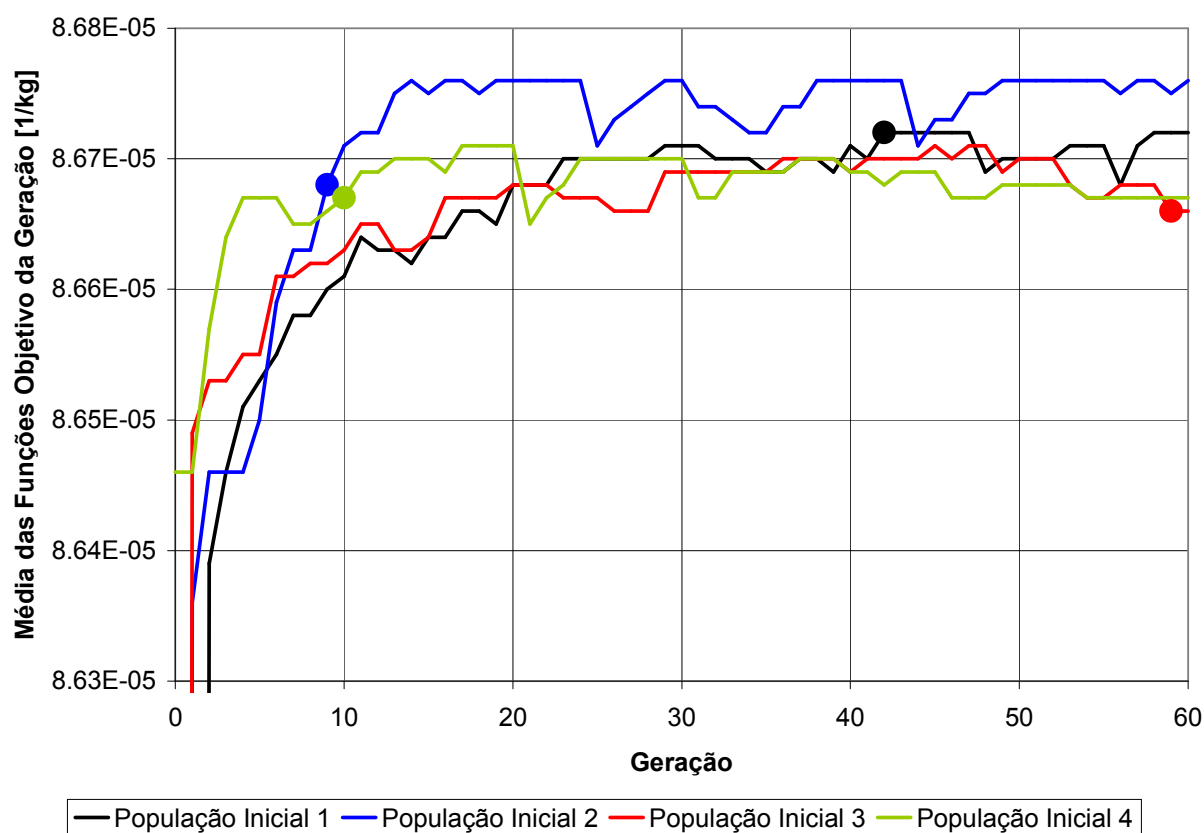


Figura 8.5: Gráfico de evoluções das médias dos valores obtidos nas funções objetivo de cada indivíduo para cada geração criada a partir das quatro diferentes populações iniciais.

Tabela 8.3: Características das populações iniciais geradas.

População Inicial	1	2	3	4
Média das Funções Objetivo dos Indivíduos	7.777E-05 /kg	7.773E-05 /kg	6.918E-05 /kg	8.646E-05 /kg
Número Indivíduos Reprovados	1	1	2	0
Massa Total Melhor Indivíduo	11548,18 kg	11555,92 kg	11541,00 kg	11536,84 kg
Distância Mínima Melhor Indivíduo	0,11 mm	2,37 mm	0,68 mm	0,73 mm

Na sequência as primeiras observações quanto aos resultados apresentados:

I. Analisando os resultados apresentados, a primeira observação importante é a forte influência da população inicial no resultado da otimização, pois cada população inicial gerada aleatoriamente encontrou um projeto otimizado diferente. O melhor projeto segundo a função objetivo da Equação (54) é o gerado pela *População Inicial 2* e o pior projeto é o gerado pela *População Inicial 3*.

II. Analisando as espessuras empregadas em cada anel estrutural é possível realizar algumas observações quanto ao projeto do veículo. O *Anel Estrutural 2* assume em todas as otimizações uma espessura reduzida. Esse anel estrutural é formado pelas colunas traseira da porta direita (onde está a porta do veículo) e esquerda (que é o espelhamento da peça direita, porém aqui não há uma porta), os quais são confeccionados com tubos dobrados que também servem como estrutura superior da porta e são soldados nas colunas da frente, que formam o primeiro anel estrutural (ver Figura 8.6). Com essa forma construtiva, esse anel estrutural tem somente as duas rótulas da região de união da lateral com a base, já que esse anel não possui união da lateral com o teto. Tendo apenas duas rótulas plásticas enquanto todos os outros anéis estruturais possuem quatro, a parcela de influência desse anel na rigidez mecânica global da estrutura é inferior, sendo que a massa que esse anel agrega ao veículo é praticamente igual aos demais anéis estruturais. Isso explica o fato de que em todas as diferentes otimizações esse anel estrutural tem um tubo com espessura reduzida, sendo que apenas na *População Inicial 4* a espessura obtida foi a segunda menor (4,5mm), nas outras três otimizações foi implementado o valor mínimo (4,0mm) nas espessuras dos componentes que compõe esse anel estrutural.

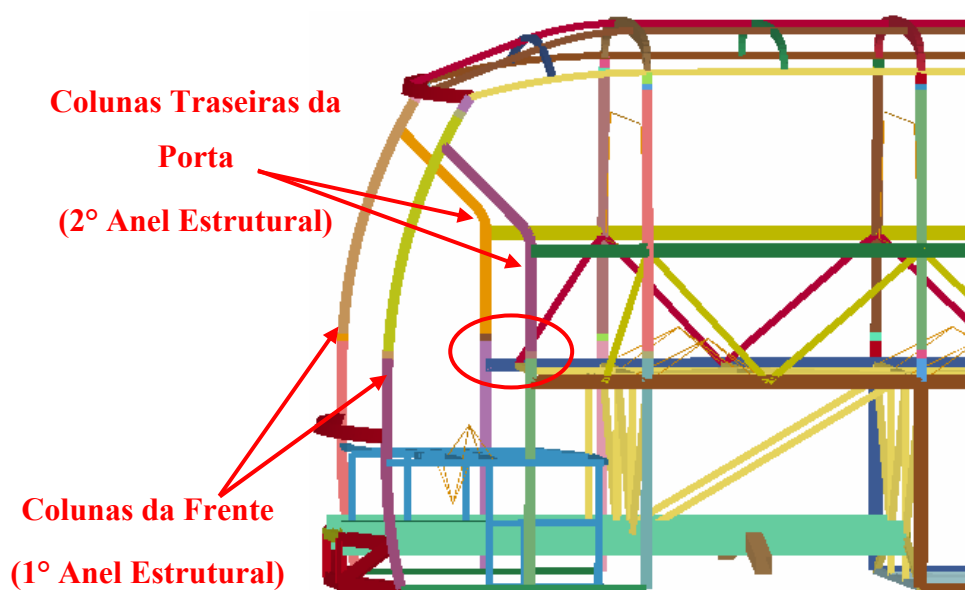


Figura 8.6: Detalhe do *Anel Estrutural 2* do ônibus. Colunas traseiras da porta com somente uma rótula plástica cada, na união da lateral com a base.

III. Outra característica observada nos projetos otimizados é que o último anel estrutural da traseira, o *Anel Estrutural 9*, também tem que ser fabricado com um tubo de pequena espessura. Exceto na *População Inicial 3*, quando o melhor indivíduo tem espessura igual a 5,0mm nesse anel estrutural, em todos os demais projetos concluiu-se que a menor espessura (4,0mm) deve ser empregada no tubo que forma esse anel estrutural.

IV. O melhor indivíduo das quatro otimizações estruturais, gerado pela *População Inicial 2*, é um projeto que emprega espessuras reduzidas nos três anéis dianteiros e no último anel traseiro, mantendo uma espessura mediana (6,0mm) nos anéis intermediários do veículo. Essa forma construtiva além de ser o projeto com menor massa, também é muito interessante para fabricação, pois tem uma lógica simples e reduz o número de tubos diferentes necessários para construção da estrutura do veículo, reduzindo assim custos com logística e estoque.

V. A partir do gráfico apresentado na Figura 8.5 várias conclusões sobre o processo de otimização estrutural utilizando o algoritmo genético deste trabalho podem ser feitas. Como foi apresentado na Tabela 8.3, a *População Inicial 3* tem dois indivíduos reprovados no critério de segurança do veículo (resistência ao tombamento) e a evolução desses indivíduos é lenta, isto é, a média das funções objetivo dos indivíduos cresce com um gradiente baixo conforme as populações evoluem. A *População Inicial 1* também tem uma evolução lenta, a diferença é que sua população inicial possui somente um projeto reprovado no critério de segurança, o que poderia representar uma vantagem para essa população, mas isso não se confirma, pois logo na primeira geração a *População Inicial 3* assume um valor de média das funções objetivo dos indivíduos maior que *População Inicial 1*. Como ambos tem essa característica de evolução lenta, os melhores indivíduos surgiram somente depois do meio do processo, mais precisamente na geração 42 para o *População Inicial 1* e geração 59 (penúltima) para o *População Inicial 3*.

VI. É interessante observar que a insignificante distância mínima entre estrutura da lateral do veículo e gabarito da área de sobrevivência para *População Inicial 3* ($1,42E-14$ mm) é resultado da otimização ao limite de um indivíduo que não possui as melhores características. Essa otimização chegou ao seu ápice praticamente no final do processo iterativo, gerando o pior projeto das quatro otimizações rodadas.

VII. Continuando a análise do gráfico na Figura 8.5, se verifica um comportamento totalmente diferente para as *Populações Iniciais 2 e 4*, em relação ao comportamento descrito anteriormente para as *Populações Iniciais 1 e 3*. Para as *Populações Iniciais 2 e 4*, a média das funções objetivo de seus indivíduos cresceram rapidamente até a geração 13, permanecendo praticamente constante após isso, sendo que os melhores indivíduos apareceram na geração 9 para o *População Inicial 2* e geração 10 para o *População Inicial 4*.

VIII. Verificando a quantidade de linhas horizontais na Figura 8.5, pode-se concluir que foram gerados diversos projetos reprovados no critério de segurança após a geração 13 para ambas populações iniciais. Isto ocorre porque essas populações iniciais geram indivíduos que se aproximaram rapidamente do ponto ótimo de projeto e, ao longo do processo de otimização, alternam indivíduos com distância muito pequena de aprovação ao tombamento (DM positivo muito próximo de zero) para na próxima geração, ao reduzirem ainda mais sua massa, serem reprovados (DM negativo muito próximo de zero), na geração seguinte voltam para as boas características genéticas da geração anterior e assim sucessivamente.

IX. Também é importante salientar que depois que a *População Inicial 2* gera seu melhor indivíduo pela primeira vez, a média das funções objetivo dessa população não foi alcançada por mais nenhuma população durante as 60 gerações.

X. Analisando agora os melhores indivíduos (menor massa) pertencentes a cada população inicial também não é possível ter uma pista de qual delas terá o melhor indivíduo após a otimização, isso porque a *População Inicial 2*, que gera o melhor projeto ao fim do processo, tem somente o quarto melhor indivíduo na população inicial, já a *População Inicial 4*, que tem o melhor indivíduo, gera somente o terceiro melhor projeto após a otimização estrutural completa.

XI. Verificando os resultados, nota-se que valor DM para cada melhor projeto da população inicial fornece algumas informações sobre o que irá ocorrer ao longo da otimização. Isso pode ser concluído porque um bom indivíduo (MT relativamente baixa) com alguma margem para reduzir sua massa e ainda atender as condições de resistência ao tombamento (DM afastado de zero) são mais interessantes que indivíduos mais leves que já estão no limite de serem reprovados no critério de resistência mecânica, ou seja, com DM muito próximos de zero. Utilizando esse critério pode-se presumir que o melhor indivíduo será gerado pela *População Inicial 2*, porém para as demais populações iniciais, que possuem DM do melhor projeto muito inferior ao da *População Inicial 2*, não se pode presumir nada sobre o que irá ocorrer na população inicial.

XII. O fator aleatório utilizado pelo algoritmo genético é fundamental para o tipo de otimização estrutural proposta nesse trabalho. A aplicação do processo de otimização a partir de somente uma população inicial, dificilmente trará resultados satisfatórios;

XIII. Analisando diferentes populações iniciais é impossível prever qual delas gerará os melhores resultados.

8.1.2 População Inicial Imposta pelo Usuário

Os algoritmos genéticos são heurísticos, isto é, algoritmos polinomiais que não tem garantia nenhuma sobre a qualidade da solução encontrada, mas que usualmente tendem a encontrar a solução ótima ou ficar bem próximo dela [Linden, 2006]. Uma maneira de melhorar o seu desempenho é a inclusão de outros métodos de otimização que são mais eficientes na busca da solução mínima local, técnica conhecida como hibridização. Esta alternativa possui a capacidade de exploração global da região viável aliada à eficiência nas buscas locais.

Avaliando os resultados das otimizações realizadas na seção 8.1.1, não é possível determinar que o melhor projeto possível já foi encontrado. Seria interessante aplicar outro método de otimização para buscar um mínimo local após o algoritmo genético encontrar projetos otimizados próximos do ponto ótimo, porém essa técnica de hibridização não é utilizada nesse trabalho, ficando essa implementação como sugestão para um trabalho futuro.

Assim, se buscará nessa seção um projeto melhor do que os gerados até aqui empregando manualmente uma população inicial formada por indivíduos já otimizados. Resumidamente, o objetivo dessa análise é otimizar ainda mais os bons projetos gerados a partir de populações iniciais criadas aleatoriamente, encontrando assim o que pode ser chamado de projeto ótimo.

Depois de realizadas todas as otimizações estruturais descritas na seção 8.1.1 e analisados os seus resultados, foram selecionados os dez melhores projetos gerados a partir das quatro populações iniciais diferentes, sendo esses projetos apresentados na Figura 8.7. Com esses dez indivíduos criou-se a população inicial para uma nova otimização estrutural. Essa opção de utilizar uma população inicial imposta pelo usuário foi implementada no algoritmo genético e o procedimento descrito na seção 4.3.1. O objetivo dessa análise é verificar se iniciando a otimização estrutural com uma população diversa de indivíduos já otimizados, é possível obter um projeto ainda melhor do que o obtido na seção 8.1.1.

Apresenta-se na Tabela 8.4 os valores de distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência (DM) e massa total (MT) dos dez melhores projetos gerados a partir das quatro populações iniciais criadas aleatoriamente, resumindo os resultados já mostrados graficamente na Figura 8.7.

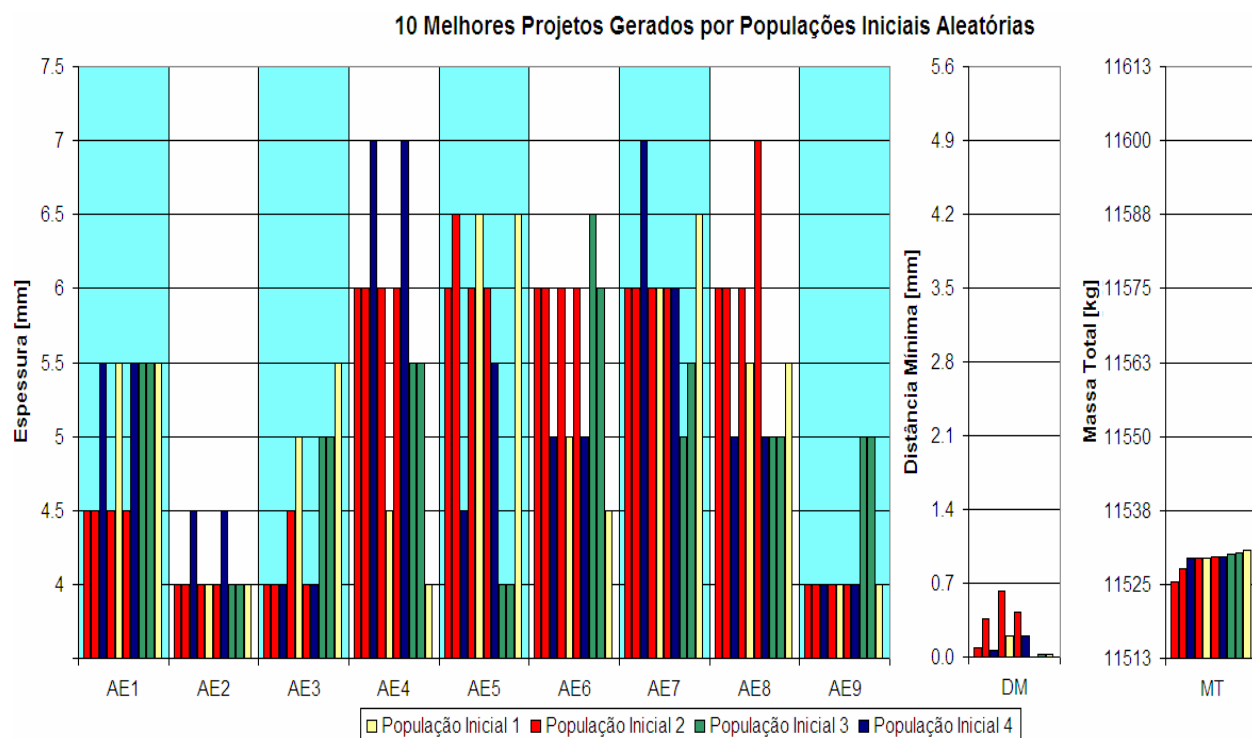


Figura 8.7: População inicial formada pelos dez melhores projetos gerados a partir das quatro populações iniciais criadas aleatoriamente na seção 8.1.1.

Tabela 8.4: Distância mínima e massa total dos quatro projetos otimizados.

Proj.	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°
<i>Pop. Inic.</i>	2	2	4	2	1	2	4	3	3	1
<i>DM</i> [mm]	0,09	0,36	0,06	0,62	0,20	0,42	0,20	1,0E-14	0,03	0,02
<i>MT</i> [kg]	11525,46	11527,58	11529,36	11529,38	11529,44	11529,64	11529,70	11530,26	11530,28	11530,66

Na Figura 8.8 é possível observar as evoluções das médias dos valores obtidos nas funções objetivo de cada indivíduo da *População Inicial 2* (que gerou o melhor projeto e também as melhores populações, conforme descrito na seção 8.1.1) e da população inicial otimizada imposta pelo usuário e apresentada na Figura 8.7.

Avaliando os resultados da otimização dessa população inicial formada por indivíduos resultantes de otimizações estruturais prévias, não foi encontrado nenhum projeto melhor do que o melhor projeto já incluso na população inicial. Isto é, o melhor indivíduo gerado a partir da *População Inicial 2* continua sendo o melhor indivíduo dessa nova otimização estrutural.

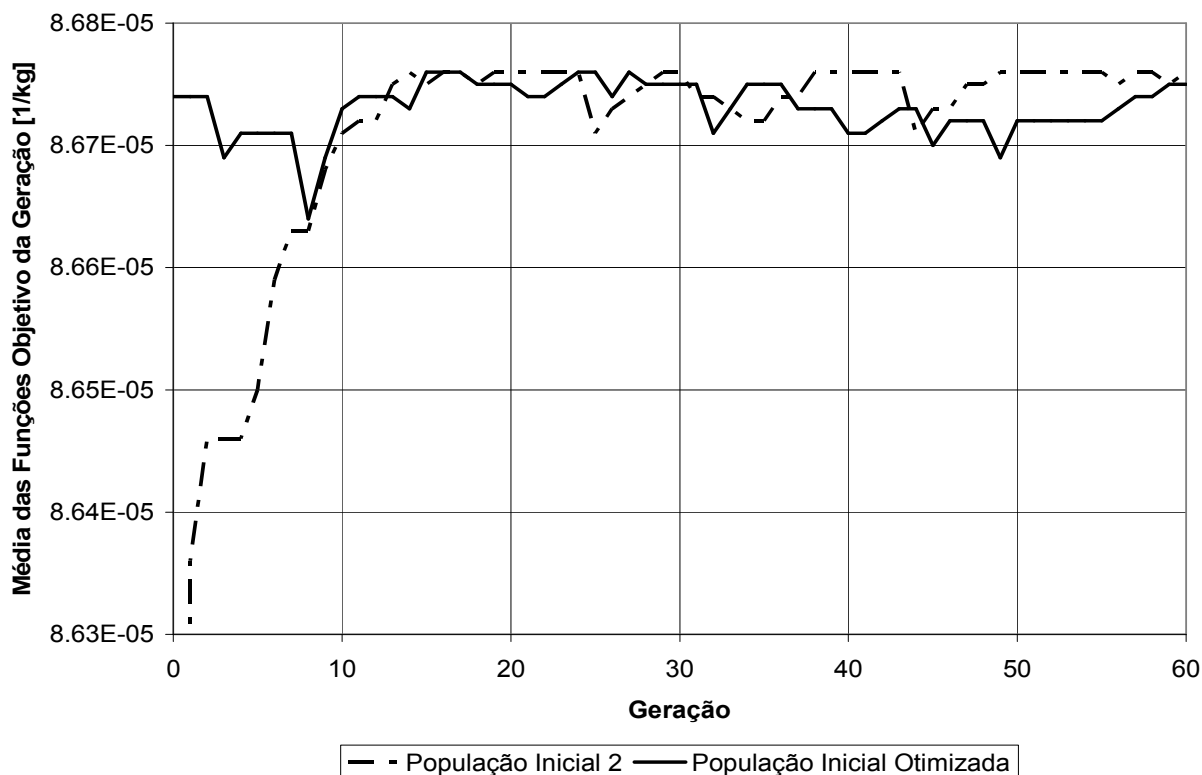


Figura 8.8: Comparação da evolução da média das funções objetivo da *População Inicial 2* e da população inicial otimizada imposta pelo usuário.

Outro teste realizado, com o objetivo de conferir se nenhum projeto ainda melhor poderia ser gerado a partir desses indivíduos otimizados da Figura 8.7, foi criar manualmente filhos de todos os indivíduos. Para isso foi gerado cada filho reduzindo uma das espessuras de cada anel estrutural do pai por vez, por exemplo, no Projeto 1:

- Primeiro indivíduo com todas as espessuras iguais, alterando somente a espessura do primeiro anel estrutural de 4,5mm para 4,0mm;
- Segundo indivíduo com todas as espessuras iguais, alterando somente a espessura do quarto anel estrutural de 6,0mm para 5,5mm;

Assim sucessivamente para todos os anéis estruturais que tem espessura maior que a mínima (4,0mm) e da mesma forma para todos os dez projetos. Sendo assim, são apresentados na Figura 8.9 todos os projetos otimizados manualmente que atenderam a exigência de resistência estrutural mínima ao tombamento e também possuem massa total inferior ao décimo melhor projeto apresentado na Figura 8.7.

Apresenta-se na Tabela 8.5 os valores de distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência (*DM*) e massa total (*MT*) dos projetos otimizados manualmente, resumindo os resultados já mostrados de forma gráfica na Figura 8.9.

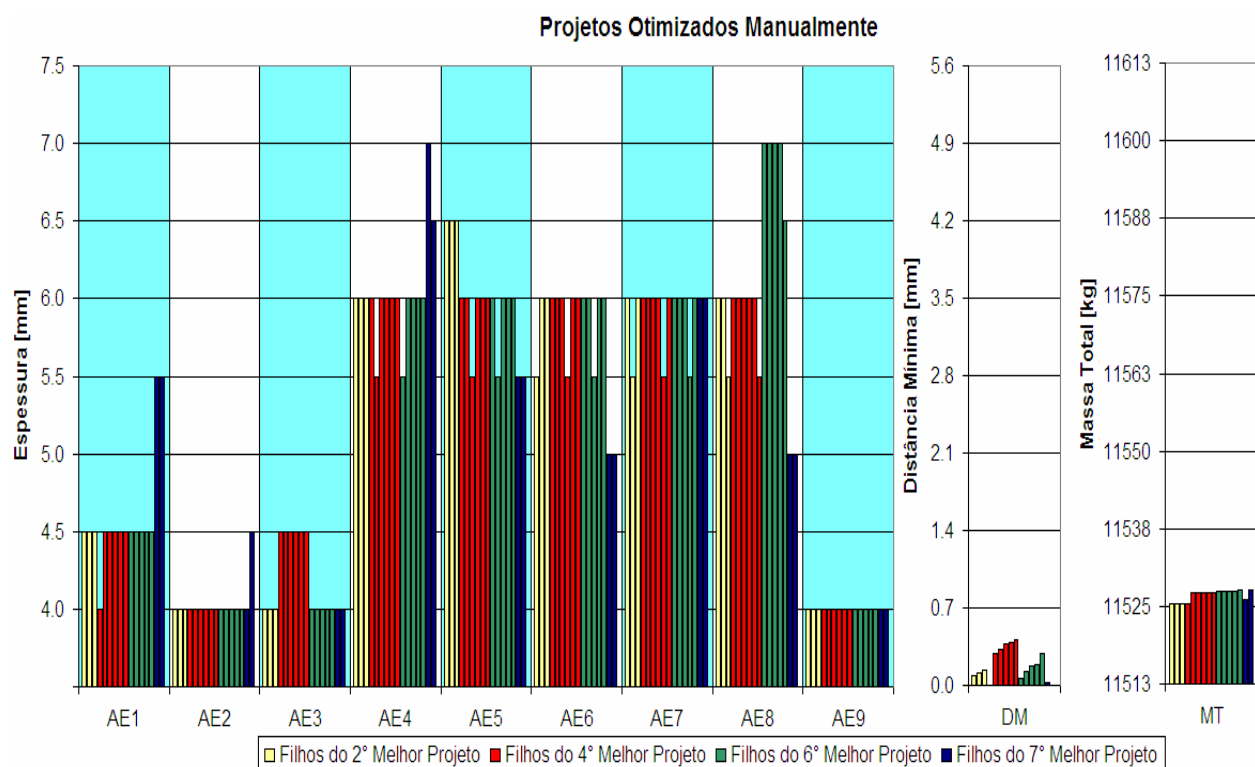


Figura 8.9: Projetos otimizados manualmente a partir dos dez projetos otimizados que formam a população inicial apresentada na Figura 8.7.

Tabela 8.5: Distância mínima e massa total dos projetos otimizados manualmente.

Proj. Pai	2º	2º	2º	4º	4º	4º	4º	4º
DM [mm]	0,09	0,11	0,14	1,0E-14	0,29	0,33	0,37	0,39
MT [kg]	11525,40	11525,40	11525,40	11525,52	11527,20	11527,20	11527,20	11527,20
Proj. Pai	4º	6º	6º	6º	6º	6º	7º	7º
DM [mm]	0,41	0,06	0,12	0,17	0,19	0,29	0,03	1,0E-14
MT [kg]	11527,20	11527,46	11527,46	11527,46	11527,46	11527,58	11526,08	11527,64

Na Figura 8.9 se observa que dentre os dez projetos otimizados apresentados na Figura 8.7, quatro apresentaram projetos filhos otimizados que ainda não haviam sido gerados por nenhum dos processos de otimização. Nessa nova otimização manual dos projetos já otimizados foram encontrados três projetos ainda melhores que o gerado nas otimizações anteriores ($11525,40\text{kg} < 11525,46\text{kg}$) sendo estes os melhores projetos criados até aqui.

Com todos esses resultados extraídos das otimizações, podem ser realizadas as seguintes observações sobre o comportamento do algoritmo genético:

I. Primeiramente avalia-se o resultado da otimização realizada a partir da população inicial formada pelos dez melhores projetos criados a partir das quatro populações iniciais aleatórias (Figura 8.7). Mesmo essa população otimizada iniciando o processo com um a média das funções objetivo dos seus indivíduos muito maior do que a *População Inicial 2* (ver Figura 8.8) esta não consegue evoluir, mantendo seus valores praticamente constantes. Também se observa diversas linhas horizontais ao longo do gráfico da população inicial otimizada, esse comportamento também ocorre na curva da *População Inicial 2*, como já foi comentado (ver seção 8.1.1).

II. O fato mais interessante é que, como já foi exposto, a otimização dessa população inicial formada por indivíduos já otimizados, criados após quatro processos de otimização completos, não encontrou nenhum projeto melhor do que o apresentado na Figura 8.2, gerado pela *População Inicial 2*, sendo este indivíduo novamente o melhor projeto nessa análise. No gráfico da Figura 8.8 também é fácil verificar que a *População Inicial 2* obteve valores médios das funções objetivo de seus indivíduos superior ao da população inicial otimizada, durante grande parte das sessenta gerações criadas.

III. Como pode-se observar na Tabela 8.4, o melhor projeto dessa população, atinge uma distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência durante o tombamento de apenas 0,09mm. Assim, esse projeto já está muito próximo do seu limite de otimização. Em contrapartida, esse projeto é o melhor indivíduo da população inicial e transmite rapidamente seus genes para os demais indivíduos, que apesar de serem bons projetos, são mais fracos do que ele. Esse indivíduo já otimizado ao limite inibe o surgimento de outros genes que podem ser bons e não estão presentes nele, assim alguns bons projetos são descartados porque não tiveram oportunidades de se desenvolver ao máximo. Ocorre então que as populações futuras são dominadas pelos genes desse melhor projeto e o algoritmo tenta otimizar esse indivíduo ao limite. Quando otimizado, esse projeto transgride a exigência de resistência estrutural mínima ao tombamento, formando uma população fraca, que pode ser vista nas diversas linhas horizontais do gráfico apresentado na Figura 8.8. Na próxima geração o indivíduo otimizado retorna para o

passo anterior, voltando ao projeto original. Assim, o processo iterativo fica muito limitado, fazendo com que a evolução retorne ao projeto de partida diversas vezes durante a otimização e praticamente impossibilitando o surgimento de novas combinações diferentes das impostas inicialmente.

IV. No passo seguinte otimizaram-se manualmente esses projetos e foram encontrados vários projetos muito bons. Sendo que esses projetos, mesmo tendo características muito próximas dos projetos gerados a partir das populações iniciais criadas aleatoriamente, não foram criados em nenhuma das otimizações.

V. Como já foi citado, foi agora demonstrado que os algoritmos genéticos são muito bons para encontrar soluções próximas do ponto ótimo, porém o refino ao limite dessas soluções é tarefa árdua para esse algoritmo (característica heurística dos algoritmos genéticos);

VI. Incluir na população inicial indivíduos otimizados muito próximos do limite imposto como penalidade ao projeto, mostrou-se ineficiente na busca do projeto ótimo. Esse indivíduo acaba “viciando” o processo, fazendo com que a maioria dos indivíduos das próximas gerações fique similar a ele, isto é, carregue suas características genéticas que já estão otimizadas ao máximo. Assim, limitam-se as possibilidades de evolução de algum outro indivíduo que poderia chegar a ser até melhor do que este indivíduo.

VII. Analisando novamente os resultados da Figura 8.7 e da Tabela 8.4 constata-se que esses quatro projetos que geraram filhos otimizados finalizaram o processo de otimização com uma folga considerável entre estrutura e área de sobrevivência durante o tombamento. A menor distância mínima durante o tombamento dentre esses quatro projetos é 0,20mm (7º Projeto).

Isso significa que esses projetos realmente têm capacidade para serem otimizados ainda mais. Então, na seção 8.1.3, são apresentados os procedimentos desenvolvidos nesse trabalho para tentar realizar o refino desses projetos já otimizados, utilizando o próprio algoritmo genético, continuando a busca pelo que será considerado o projeto ótimo.

8.1.3 Refino de Projetos Otimizados Buscando o Projeto Ótimo

Para tentar refinar os projetos já otimizados que possuem folga no critério de segurança, duas medidas podem ser tomadas. A primeira seria aumentar o número de gerações limites para a finalização do processo de otimização (até aqui foi empregado sessenta gerações como limite para finalizar a otimização) deixando os melhores indivíduos serem otimizados por mais gerações. A segunda tentativa seria impor manualmente esses indivíduos com potencial grande de gerarem descendentes otimizados na primeira geração, passando assim esse bons genes a todos os indivíduos das populações iniciais, que são muito mais fracos que ele, permitindo ao

algoritmo de otimização genética otimizar ao máximo esses projetos. Deve-se salientar que nessa segunda opção acrescenta-se na população inicial um projeto já otimizado de cada vez, porque como já foi descrito nas otimizações anteriores, um projeto já no limite de otimização que é melhor que outro ainda com chances de evoluir, acaba impondo seus genes à população e impede a evolução desse projeto ainda com bom potencial de melhoria.

Para testar a primeira proposta objetivando refinar a otimização dos projetos até aqui apresentados, roudou-se novamente a otimização da *População Inicial 2*, porém ao invés de finalizar o processo iterativo após sessenta gerações, esse limite foi elevado para cento e vinte gerações, isto é, o critério de parada foi alterado. Os parâmetros empregados nessa análise são apresentados na Tabela 8.6.

Tabela 8.6: Parâmetros empregados para análise da influência do critério de parada.

População	10
Número de Gerações	120
Crossover	Heurístico
Seleção	Roleta
Mutação	Uniforme
Taxa de Mutação	0,008 (0,8%)

Na Tabela 8.7 é apresentado o comparativo entre os resultados das otimizações da *População Inicial 2* finalizando o processo com 60 e 120 gerações. O melhor projeto gerado pela *População Inicial 2* apareceu pela primeira vez na geração 9, quando finalizado o processo em 60 gerações. Nessa nova análise um projeto melhor foi criado na geração 81.

Tabela 8.7: Comparação dos resultados das otimizações da *População Inicial 2* finalizando o processo com 60 e 120 gerações.

	60 Gerações	120 Gerações	Diferença
Geração Surgimento Melhor Projeto	9	81	72
<i>DM</i> [mm]	0,09	0,13	+0,04
<i>MT</i> [kg]	11525,46	11525,24	-0,22

Como se pode observar a evolução do projeto foi pequena, uma redução de apenas 0,22kg. Além disso, o melhor projeto possui uma margem de segurança ao tombamento de 0,13mm, o que denota uma boa possibilidade desse projeto poder evoluir ainda mais. Então, o algoritmo novamente não atingiu o refino máximo possível dos indivíduos.

Assumindo agora a segunda proposta descrita para otimizar ainda mais os projetos que finalizaram o processo de otimização com um bom potencial de melhoria, foram selecionados da Figura 8.9, o filho de cada projeto com a maior distância mínima entre área de sobrevivência e estrutura do veículo durante o tombamento. Esse critério foi utilizado porque são esses os projetos com maior potencial de otimização.

Os projetos selecionados foram acrescentados, um por vez, em uma população inicial aleatória para buscar a sua máxima otimização. Para as quatro otimizações foi utilizada a *População Inicial 2*, pois essa população apresentou os melhores indivíduos otimizados nas análises com população inicial aleatória. A única diferença para a população inicial gerada aleatoriamente é que dessa vez alterou-se o projeto que transgride o critério de resistência mecânica mínima ao tombamento (na *População Inicial 2* há um projeto que não cumpre esse critério, ver Tabela 8.3) por um dos projetos selecionados.

O melhor projeto gerado por cada uma das quatro otimizações realizadas estão apresentados na Figura 8.10. Na Tabela 8.8 esses resultados são resumidos. A nomenclatura utilizada para identificar os projetos significa:

Filho 2° / AE8 – “Filho 2°” significa que na *População Inicial 2*, o projeto reprovado no critério de resistência mecânica ao tombamento foi substituído por um dos filhos otimizados do segundo melhor projeto da Figura 8.7. O segundo melhor projeto teve três filhos gerados com a otimização manual. Então, “AE8” significa que desses três filhos do segundo melhor projeto, o selecionado foi o projeto com o oitavo anel estrutural (AE8) alterado, que passou de 6,0mm para 5,5mm (como se verifica na Figura 8.9). Segue-se o mesmo raciocínio para as outras três populações iniciais.

Na Figura 8.10 e na Tabela 8.8 observa-se que a população inicial com o indivíduo *Filho 6° / AE8* gerou o mesmo projeto que foi o melhor resultado obtido pelas quatro populações criadas aleatoriamente na seção 8.1.1. Já a população inicial com o *Filho 7° / AE2* gerou um novo projeto que pode ser considerado um bom resultado, porém este não superou os demais projetos criados nas otimizações anteriores. Já as duas otimizações que partiram das populações iniciais contendo os indivíduos *Filho 2° / AE8* e *Filho 4° / AE8* geraram novos projetos que superaram todos os demais criados até aqui, ambos com massa total inferior a 11525kg.

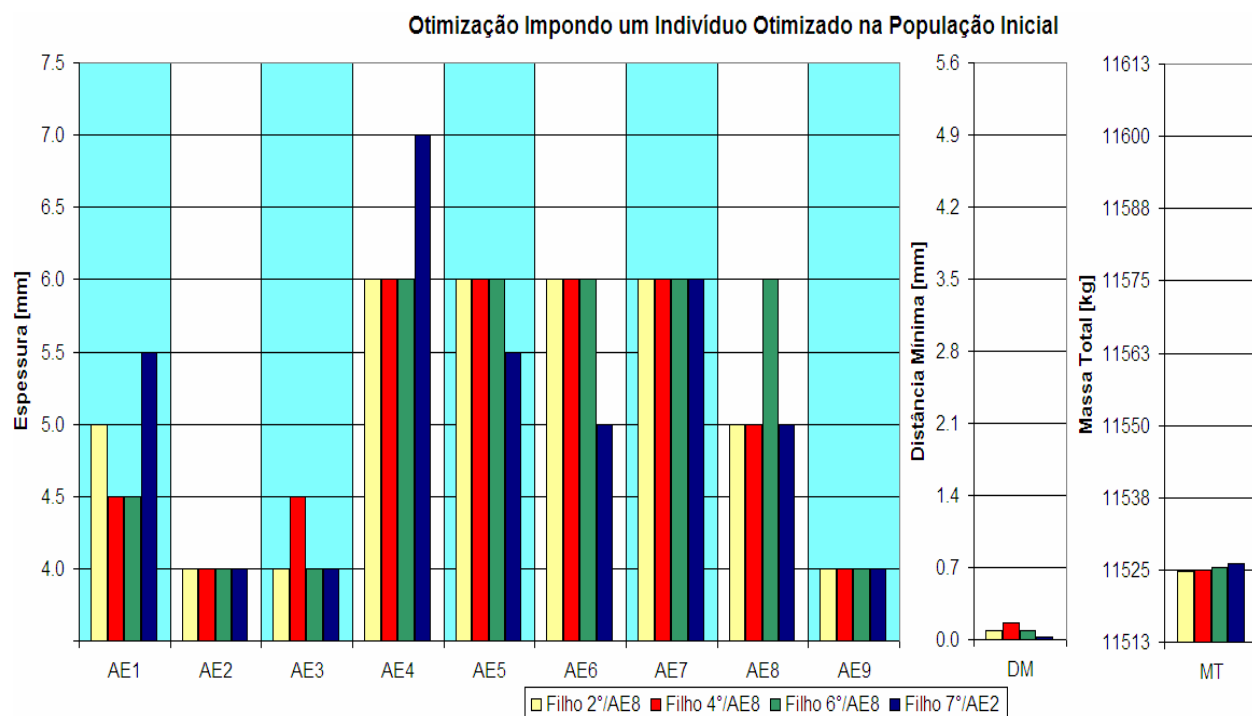


Figura 8.10: Resultados das quatro otimizações com a *População Inicial 2*, substituindo o projeto que não atende ao critério de resistência mecânica mínima ao tombamento por um dos projetos apresentados na Figura 8.9.

Tabela 8.8: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.10.

	<i>Filho 2º / AE8</i>	<i>Filho 4º / AE8</i>	<i>Filho 6º / AE8</i>	<i>Filho 7º / AE2</i>
DM [mm]	0,09	0,16	0,09	0,03
MT [kg]	11524,82	11524,96	11525,46	11526,08

Verifica-se também nessa otimização que os novos projetos encontrados, com massa total inferior a 11525kg, possuem margem para evoluírem ainda mais. Principalmente o projeto gerado a partir da população inicial com o indivíduo *Filho 4º / AE8*, que tem a distância mínima entre a estrutura da lateral deformada durante o tombamento e os gabaritos que demarcam a área de sobrevivência de 0,16mm.

Para buscar a otimização máxima desses indivíduos foi rodado um novo processo de otimização iniciando novamente com a *População Inicial 2* e alterando-se agora os dois piores indivíduos dessa população pelos dois melhores projetos apresentados na Figura 8.10. Nessa nova otimização foram incluídos os dois indivíduos em uma mesma população inicial porque eles são muito similares, isto é, possuem características genéticas semelhantes. Espera-se que os indivíduos não irão concorrer um com o outro e sim que eles gerarão combinações ainda

melhores entre eles. Na Figura 8.10 é possível verificar que ambos os projetos diferem apenas no primeiro e terceiro anéis estruturais.

Essa nova otimização realmente gerou novos projetos ainda melhores do que todos encontrados até então. Os cinco melhores projetos gerados até aqui são apresentados na Figura 8.11 e na Tabela 8.9. O terceiro e o quinto melhor projetos já haviam sido apresentados na Figura 8.10, enquanto que os outros três foram criados nessa última otimização.

Na Figura 8.11 e na Tabela 8.9 é apresentado o que foi chamado de projeto ótimo da otimização visando redução da massa total do veículo, com apenas 11524,76kg. Como já foi mostrado e comentado, o algoritmo genético chega rapidamente nas proximidades de projetos ótimos, porém o refino é uma tarefa complicada e exige intervenção do projetista para selecionar e melhor explorar projetos otimizados que ainda tenham boas possibilidades de evolução.

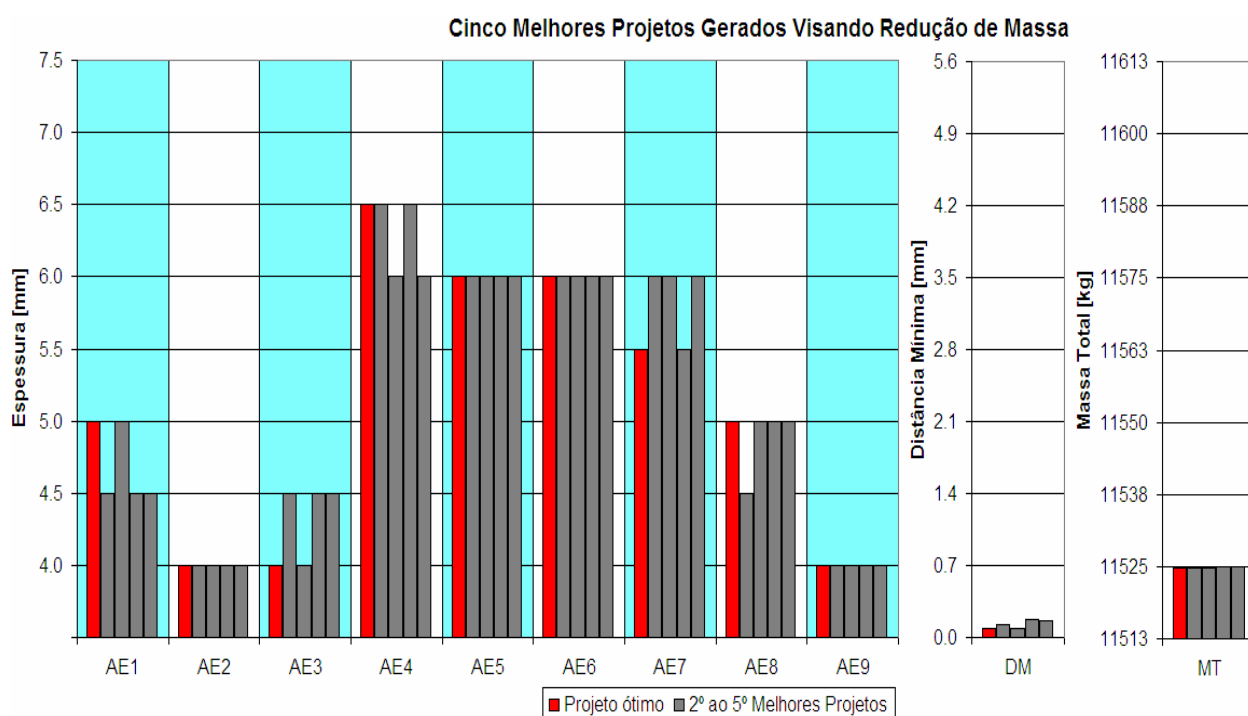


Figura 8.11: Cinco melhores projetos gerados nas otimizações utilizando o algoritmo genético tendo como objetivo redução da massa total do veículo.

Tabela 8.9: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.11.

	Projeto ótimo	2° Melhor Projeto	3° Melhor Projeto	4° Melhor Projeto	5° Melhor Projeto
<i>DM</i> [mm]	0,09	0,13	0,09	0,17	0,16
<i>MT</i> [kg]	11524,76	11524,80	11524,82	11524,90	11524,96

Finalizadas as análises buscando o refino de projetos otimizados e avaliados os seus resultados, mais algumas observações sobre o comportamento do algoritmo genético de otimização podem ser feitas:

I. Aumentar o número de gerações limites para encerrar o processo de otimização mostrou-se uma alternativa viável para refinar ainda mais projetos já otimizados com capacidade para serem otimizados ainda mais. Porém essa alternativa não é muito eficiente, pois acaba recaindo no mesmo problema de quando foi criada uma população inicial apenas com indivíduos otimizados, os projetos mais fortes, mas com pouca capacidade para evoluir acabam prevalecendo sobre indivíduos mais fracos que ainda não chegaram ao seu limite de otimização.

II. Acrescentar em uma população inicial aleatória um indivíduo forte mostrou-se uma maneira eficiente de buscar projeto ótimo, desde que este indivíduo apresente uma boa margem para evolução. Nesse caso a otimização fica concentrada nesse projeto buscando o máximo dele, uma vez que os genes dos demais indivíduos da população inicial, que são muito inferiores ao indivíduo otimizado acrescentado pelo usuário, vão desaparecer rapidamente devido a grande diferença entre eles.

III. No problema estudado, pode ser considerada uma boa margem para evolução quando o veículo tem uma massa total inferior à 11528kg e ainda tem uma distância mínima entre área de sobrevivência e estrutura deformada com valor maior que 0,1mm.

Com os conceitos apresentados nessa seção também se pretende, em um próximo trabalho, criar uma subrotina que quando a evolução atinja o número limite de gerações o algoritmo avalie os melhores indivíduos gerados, através de um critério imposto pelo usuário, semelhante ao que foi apresentado no último tópico acima. O algoritmo então irá reconhecer e selecionar um projeto otimizado que ainda tenha possibilidades de evolução. O processo de otimização será reiniciado automaticamente, porém substituindo o indivíduo mais fraco da população inicial por esse projeto selecionado, da mesma maneira como se procedeu manualmente nas otimizações descritas nessa seção.

Nessa mesma linha, seria muito interessante também, como tarefa futura, implementar um outro método de otimização para buscar os mínimos locais. Essa opção tornaria o programa mais eficiente do que a proposta de utilizar o próprio algoritmo genético para buscar o projeto ótimo. Depois de atingido o número limite de gerações, se iniciaria uma nova otimização com a população inicial formada pelos melhores projetos criados com o algoritmo genético. Nessa nova otimização seria utilizado outro método de otimização, específico para busca de mínimos locais.

O programa Matlab 7.0 [The MathWorks Inc., 2008] possui ferramentas internas para facilitar a aplicação do método de otimização empregando algoritmos genéticos e permite a combinação com outros métodos de otimização baseados no gradiente da função a otimizar. Em Grigoletti [2008] se realiza um trabalho de otimização onde é utilizado este recurso para chegar ao resultado ótimo.

8.2 Otimização Estrutural Multi-objetivo

Depois de realizada todas as análises apresentadas na seção 0, partiu-se para uma nova otimização estrutural, mais complexa, utilizando uma avaliação multi-objetivo da otimização estrutural do veículo, conforme os conceitos descritos na seção 2.6.2. Para isso é necessário desenvolver uma nova função objetivo para o problema, que inclua além da massa do veículo completo, um outro parâmetro que defina a resistência mecânica da estrutura do ônibus ao tombamento.

A partir dos resultados da otimização buscando um único objetivo, redução da massa do veículo, inicialmente se aborda uma nova função objetivo para a análise multi-objetivo. Aplicando essa função objetivo, realizam-se as otimizações nessa seção. Os resultados são apresentados e discutidos, realizando análises semelhantes às realizadas na seção 0.

8.2.1 Determinação da Nova Função Objetivo

Para a primeira análise buscando-se somente a redução da massa total do veículo foi utilizada a Equação (54) como função objetivo. Agora é determinada uma nova função objetivo que irá relacionar a busca por redução da massa total do veículo com o aumento da sua resistência mecânica ao tombamento. Esses dois objetivos são opostos, isto é, para aumentar a resistência mecânica ao tombamento do veículo é necessário aumentar a espessura dos tubos que formam a lateral do veículo (variáveis do problema), consequentemente aumentando também a massa do veículo. Então, determinar esse equilíbrio é a chave para definir a função objetivo em uma análise multi-objetivo.

A primeira variável do projeto está bem clara e é a mesma já utilizada na primeira análise, a massa total do veículo (MT). A segunda variável utilizada na função objetivo, que representa a resistência mecânica ao tombamento do veículo, é o parâmetro que foi utilizado anteriormente para determinar se a estrutura atende ou não às exigências da norma ECE R66 [2001], ou seja, a distância mínima entre os nós da estrutura e os nós dos gabaritos que demarcam a área de sobrevivência durante o tombamento (DM). A penalidade imposta ao modelo caso o gabarito toque a estrutura do veículo, isto é, igualar a zero a função objetivo caso

$DM \leq 0$ continua valendo para essa análise multi-objetivo, a diferença é que agora esse valor DM também aparecerá na função objetivo, e o objetivo será maximizá-lo.

Definidos os parâmetros e metas que deverão ser buscadas pela função objetivo, é apresentada na Equação (55) a função desenvolvida e empregada nesse trabalho para a otimização multi-objetivo proposta. As constantes C_{DM} e C_{MT} têm relação com as grandezas físicas, como será demonstrado, enquanto que C_{POS} é somente um valor positivo somado a função para evitar que f assumira um valor negativo. Para todas as otimizações multi-objetivo desse trabalho assumiu-se $C_{POS} = 100$.

$$f = (DM * C_{DM}) + (C_{MT} - MT) + C_{POS} \rightarrow \max \quad (55)$$

onde f é a função objetivo, DM é a distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência, MT é a massa total do veículo completo e C_{DM} , C_{MT} e C_{POS} são constantes.

A segunda parcela da Equação (55), $C_{MT} - MT$, é a parcela que representa a massa do veículo na função objetivo. Para definir C_{MT} se buscará o projeto com menor massa que tenha sido aprovado no critério de resistência mecânica ao tombamento na seção 0, ou seja, o melhor projeto gerado na otimização anterior. Constata-se que o melhor projeto tem massa total igual a 11524,76kg. Com base nessa análise anterior, se considera aqui que o veículo otimizado somente visando redução de massa, deve atingir massa total de 11525kg para ser considerado um veículo otimizado e ainda poder ser aprovado no critério de resistência mecânica ao tombamento, esse valor é o número arredondado mais próximo da menor massa dos projetos gerados na seção 0. Então $C_{MT} = 11525,00\text{kg}$ para todas as otimizações multi-objetivo deste trabalho realizadas a partir de agora. Sendo assim, é fácil concluir observando a Equação (55) que a massa total do veículo que exceder esse valor representará uma parcela negativa na função objetivo, afastando-se do objetivo da otimização e vice-versa para massas inferiores a C_{MT} .

A primeira parcela da Equação (55), $DM * C_{DM}$, é a parcela que representa a resistência mecânica ao tombamento do veículo na função objetivo. Nessa parcela está a chave para relacionar as duas grandezas físicas utilizadas nessa otimização. O valor de C_{DM} representará o quanto o projetista está disposto a acrescentar de massa na estrutura do veículo para aumentar a segurança quanto ao tombamento, ou seja, se $C_{DM} = 5$ significa que o projetista está disposto a aumentar até 5kg na massa total do veículo para ganhar 1mm na distância mínima entre a área de sobrevivência e a estrutura deformada do ônibus. Por exemplo, o projetista tem esses dois projetos e deve selecionar o melhor deles:

Projeto 1:	$MT = 11530,40\text{kg}$	$DM = 1,1\text{mm}$
Projeto 2:	$MT = 11526,10\text{kg}$	$DM = 0,2\text{mm}$

Na otimização visando somente a redução de massa o melhor projeto seria o Projeto 2, porém como pode ser observado na Equação (56), empregando $C_{DM}=5$ na otimização multi-objetivo, o melhor projeto agora é o Projeto 1, pois apesar do Projeto 1 ter 4,3kg de massa a mais que o Projeto 2, a distância mínima entre a estrutura e a área de sobrevivência do Projeto 1 é 0,9mm maior que a do Projeto 2, então $0,9*5 = 4,5 > 4,3$.

Analisando agora esses valores substituindo-os na função objetivo se tem:

$$f = (1,1*5) + (11525,00 - 11530,40) + 100 > (0,2*5) + (11525,00 - 11526,10) + 100 \quad (56)$$

$$f = 5,5 - 5,4 + 100 = 100,1 > 1,0 - 1,1 + 100 = 99,9$$

Definida a nova função objetivo para as análises multi-objetivo, são apresentados e discutidos agora os resultados obtidos com essa nova otimização.

8.2.2 Otimização Estrutural Multi-objetivo Priorizando a Redução da Massa

Nessa seção é realizada a otimização multi-objetivo da estrutura do veículo, utilizando a função objetivo apresentada na Equação (55) e considerado $C_{DM}=5$. Esse valor foi selecionado para considerar a massa total do veículo prioritária na otimização em relação à segurança ao tombamento. Isso pode ser afirmado, porque com esse valor, o projetista se propõe a acrescentar no máximo 5kg à estrutura do veículo para aumentar 1mm da distância mínima entre estrutura e área de sobrevivência durante o tombamento. As mesmas populações iniciais criadas aleatoriamente apresentadas na seção 8.1.1 foram utilizadas aqui.

Na Figura 8.12 são apresentados os dez melhores projetos gerados por essa primeira otimização multi-objetivo. Foi acrescentada mais uma coluna à direita do gráfico, onde é descrito o valor obtido pela função objetivo. Essa coluna era desnecessária anteriormente porque a função objetivo era diretamente o inverso da massa, isto é, a função continha apenas uma variável que já estava no gráfico.

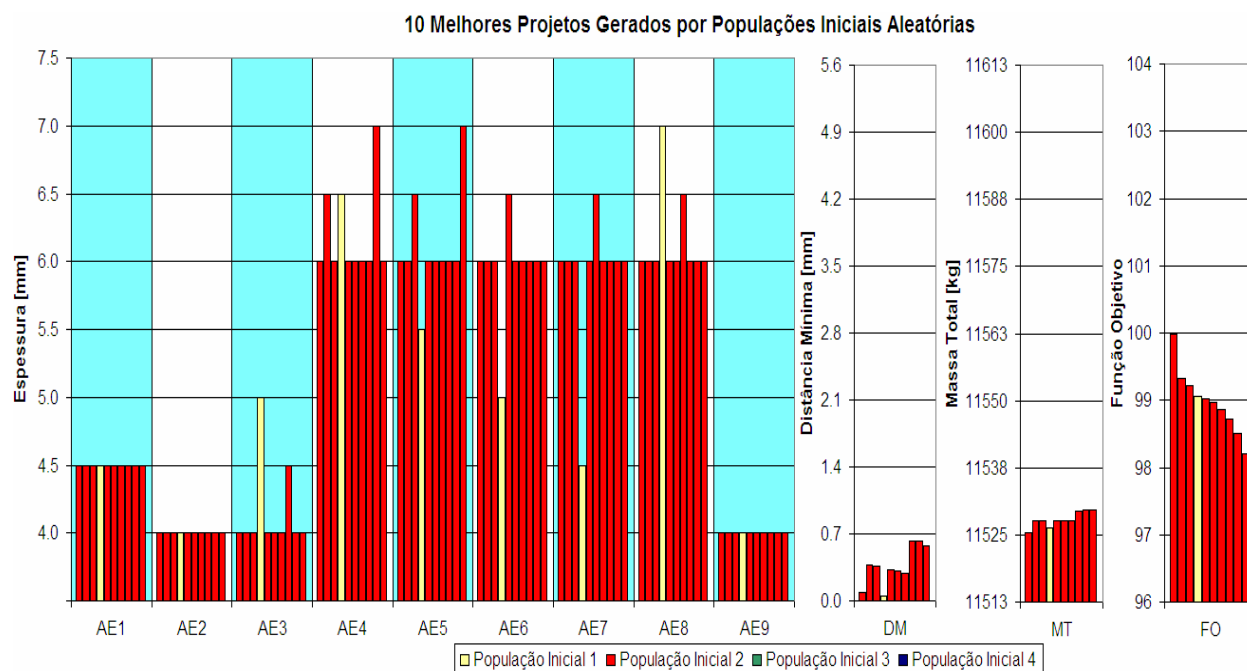


Figura 8.12: Dez melhores projetos gerados pelas otimizações multi-objetivo com $C_{DM}=5$. Última coluna apresenta o valor obtido pela função objetivo.

Tabela 8.10: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.12.

Proj.	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°
<i>Pop. Inic.</i>	2	2	2	1	2	2	2	2	2	2
<i>DM</i> [mm]	0,09	0,38	0,36	0,05	0,32	0,31	0,29	0,62	0,63	0,57
<i>MT</i> [kg]	11525,46	11527,58	11527,58	11526,20	11527,58	11527,58	11527,58	11529,38	11529,64	11529,64
<i>FO</i>	99,99	99,32	99,22	99,05	99,02	98,97	98,87	98,72	98,51	98,21

Na sequência se apresentam algumas observações sobre esses resultados:

I. É possível observar que o melhor projeto encontrado nessa otimização é exatamente o mesmo encontrado na otimização a partir de populações iniciais aleatórias e visando somente redução da massa da seção 8.1.1.

II. A primeira diferença que se observa nesses resultados em comparação com os resultados apresentados na Figura 8.7, é que agora praticamente todos os dez melhores projetos foram gerados pela *População Inicial 2*, exceto o quarto melhor projeto que foi o melhor

indivíduo criado pela população *População Inicial 1*. As *Populações Iniciais 3 e 4* não tiveram nenhum projeto entre os dez melhores.

III. A maioria dos projetos otimizados serem provenientes da mesma população inicial se deve ao fato de que, nessa nova análise, o algoritmo de otimização genética busca dois objetivos opostos. Assim sendo, ele cria um primeiro projeto com massa reduzida e com uma distância mínima entre a estrutura deformada e a área de sobrevivência muito pequena, depois gera outro projeto com uma massa total maior e conseqüentemente com maior margem de segurança ao tombamento e suas funções objetivos atingem valores muito similares. Assim o algoritmo fica otimizando os melhores projetos entre esses dois objetivos e encontra diversas soluções muito boas e próximas entre esses dois objetivos, explorando ao máximo os bons genes da *População Inicial 2*.

IV. Outra comparação interessante é observar que o segundo melhor projeto da Figura 8.7 aparece como terceiro melhor projeto na Figura 8.12. Isto ocorre porque a otimização multi-objetivo acabou encontrando um novo projeto melhor do que este na *População Inicial 2*. Para a otimização visando somente redução de massa os dois projetos são iguais, pois tem a mesma massa. Já nessa análise que também leva em conta a segurança ao tombamento na função objetivo foi encontrado esse projeto que apesar de ter a mesma massa total atinge uma distância mínima entre estrutura deformada duante o tombamento e área de sobrevivência de 0,38mm, enquanto o outro projeto atinge um valor de 0,36mm.

V. Observando nas duas tabelas o melhor projeto gerado pela *População Inicial 1* (quinto melhor projeto da Figura 8.7 e quarto melhor projeto Figura 8.12) se observa que na otimização multi-objetivo foi encontrado um projeto com massa inferior ao projeto gerado pela otimização visando somente redução de massa: $11526,20\text{kg} < 11529,44\text{kg}$. Apesar da distância mínima também ser inferior no projeto obtido pela função multi-objetivo ($0,05\text{mm} < 0,20\text{mm}$), a função objetivo atinge valor superior nesse projeto se calcularmos também o projeto obtido visando somente redução de massa do veículo ($99,05 > 96,56$).

VI. O projeto com menor massa e também menor segurança é considerado melhor porque, aplicando $C_{DM}=5$ na Equação (55), o projetista informa que não está disposto a acrescentar 3,24kg na estrutura para ganhar somente 0,15mm de segurança ao tombamento ($0,15*5 = 0,75 < 3,24$). Se por exemplo fosse imposta à função objetivo $C_{DM}=25$ o melhor projeto seria o projeto obtido na otimização visando somente redução de massa. Com esse valor da constante o projetista estaria assumindo que aceitaria um acréscimo de até 25kg na estrutura para ganhar 1mm de segurança ao tombamento, e nesse caso: $0,15*25 = 3,75 > 3,24$.

VII. Assim como nas análises da seção 8.1.1, o projeto considerado ótimo não foi encontrado diretamente através das populações iniciais criadas aleatoriamente. Então o mesmo processo de inserir projetos já otimizados na população inicial, conforme descrito na seção 8.1.2, foi aplicado nessa análise multi-objetivo com $C_{DM}=5$.

VIII. O projeto ótimo foi gerado durante esse processo de refino dos projetos otimizados, sendo constatado que esse projeto é o mesmo que foi considerado o quarto melhor projeto da otimização visando somente redução de massa e está descrito na Figura 8.11. Como se verifica também na Tabela 8.9, o veículo otimizado ficou com massa total de 11524,90kg e a distância mínima de segurança ao tombamento de 0,17mm, atingindo o valor de 100,95 para a função objetivo, maior que os 99,99 obtidos através das populações iniciais criadas aleatoriamente.

IX. Empregando $C_{DM}=5$ assume-se prioridade para a redução de massa em detrimento da segurança do veículo ao tombamento. Por isso os resultados dessa seção ficaram muito similares aos resultados obtidos na seção 0. Mesmo assim, foi possível constatar que utilizando otimização multi-objetivo, foi gerada uma quantidade maior de projetos diferentes próximos do ponto ótimo, o que melhora a qualidade da otimização e proporciona ao projetista uma gama maior de opções.

Agora serão realizadas novas otimizações priorizando a segurança do veículo ao tombamento. Para isso será aceito um acréscimo considerável de massa à estrutura do ônibus para aumentar a segurança, sendo que agora serão gerados projetos bem distintos dos apresentados até aqui.

8.2.3 Otimização Estrutural Multi-objetivo Priorizando o Aumento da Segurança

Para criar novos projetos buscando um veículo mais seguro e com uma preocupação menor quanto à redução de sua massa total, foram realizadas novas otimizações estruturais utilizando $C_{DM}=10$. Mais uma vez as mesmas populações iniciais foram utilizadas para essa nova otimização e os dez melhores projetos criados são apresentados na Figura 8.13.

Percebe-se olhando os resultados da que tanto as massas totais dos veículos como as margens de segurança ao tombamento subiram consideravelmente. Na Tabela 8.11 é possível verificar que o projeto com menor massa e também menor distância mínima entre a estrutura deformada e a área de sobrevivência é o quinto melhor projeto, com 11533,56kg de massa e 1,16mm de distância mínima de segurança, muito acima dos projetos da Figura 8.12, conforme já era esperado.

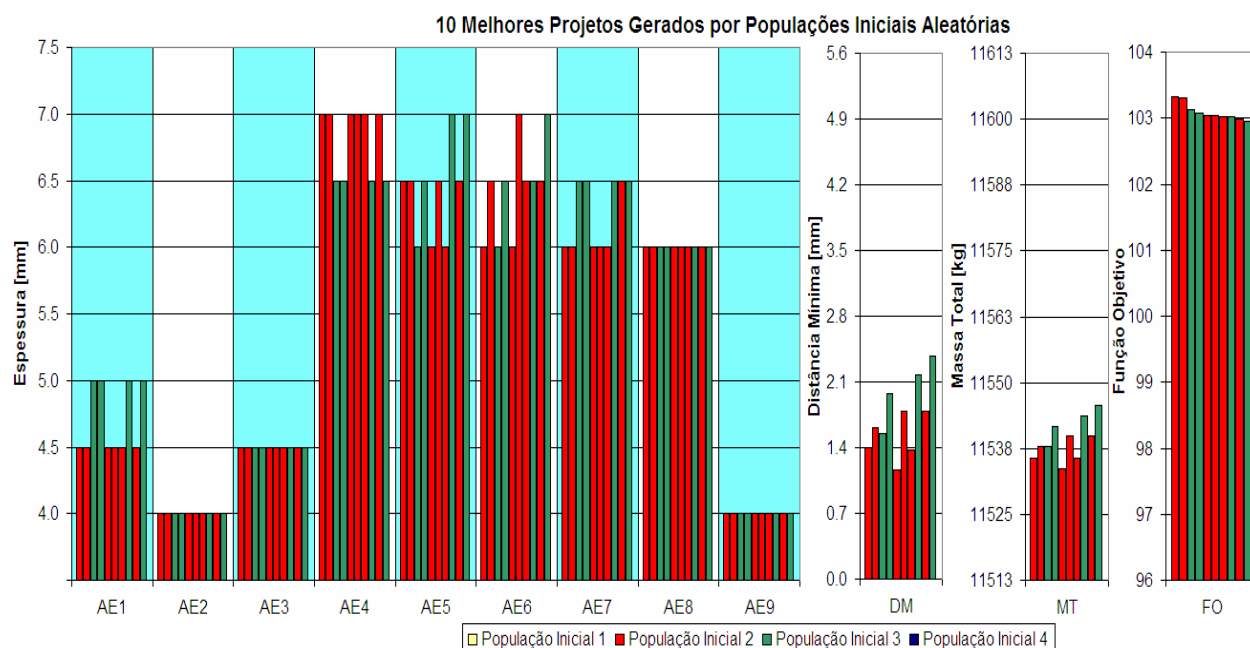


Figura 8.13: Dez melhores projetos gerados pelas otimizações multi-objetivo com $C_{DM}=10$.

Tabela 8.11: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.13.

Proj.	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°
<i>Pop. Inic.</i>	2	2	3	3	2	2	2	3	2	3
<i>DM</i> [mm]	1,40	1,61	1,55	1,97	1,16	1,79	1,37	2,17	1,79	2,37
<i>MT</i> [kg]	11535,68	11537,80	11537,80	11541,62	11533,56	11539,86	11535,68	11543,68	11539,92	11545,74
<i>FO</i>	103,32	103,30	103,12	103,08	103,04	103,04	103,02	103,02	102,98	102,96

Algumas observações sobre os resultados obtidos nessa seção:

I. Nessa otimização multi-objetivo com $C_{DM}=10$ é muito mais complexo afirmar qual indivíduo otimizado tem capacidade de evoluir ainda mais, pois aqui a relação entre a massa e a distância mínima de segurança faz com que projetos com massas muito diferentes apareçam nessa lista dos dez melhores projetos. Porém constata-se que todos os projetos são derivados de apenas duas populações iniciais, *População Inicial 2* e *3*, sendo que os filhos descendentes de cada população têm características muito semelhantes entre si.

II. Mais uma vez foi repetido os procedimentos aplicados na seção 8.1.2. Para refinar essa nova análise duas tentativas foram feitas, na primeira acrescentou-se o melhor projeto da Figura

8.13 na *População Inicial 2*, no lugar do projeto reprovado no critério de segurança. Na segunda tentativa foi criada uma população inicial inteira com os dez melhores projetos apresentados na Figura 8.13.

III. A primeira proposta mostrou-se pouco eficaz e nenhum novo projeto otimizado foi gerado. Já a segunda proposta gerou um projeto melhor que os demais, que resumidamente era igual ao melhor projeto da Figura 8.13, somente o *Anel Estrutural 5* passou de 6,5mm para 7,0mm. Esse novo projeto atingiu um valor de 103,46 na função objetivo, maior que os 103,32 do projeto anterior e está descrito no resumo dos melhores projetos obtidos em todas as otimizações na Figura 8.14.

IV. Para essa otimização mostrou-se mais eficaz uma nova otimização com todos os indivíduos juntos numa população inicial forte do que otimizá-los separadamente. Isto se deve provavelmente a grande semelhança entre esses projetos, sendo que o cruzamento entre eles é benéfico para o processo. Os filhos gerados pelos cruzamentos são fortes e não há concorrência entre indivíduos, isto é, os indivíduos mais fortes não acabam com os genes de outros que ainda têm possibilidades de evolução.

8.3 Análise dos Projetos Criados pelo Algoritmo de Otimização Genética

Nessa seção é realizada uma análise dos melhores projetos gerados pelas três diferentes funções objetivo aplicadas para otimização estrutural do veículo ao longo do capítulo 8 e compara-se esses projetos com o projeto original proposto no capítulo 7. Um resumo desses projetos já apresentados ao longo do trabalho está compilado na Figura 8.14 e na Tabela 8.12. O objetivo dessa análise é concluir o que o algoritmo genético de otimização é capaz de ensinar ao projetista sobre o comportamento estrutural do ônibus sob tombamento.

É importante salientar, ao avaliar a última linha da Tabela 8.12, que partiu-se de um projeto real, isto é, um projeto que já está próximo do limite imposto pela norma ECE R66 [2001]. Salienta-se também que, devido às variáveis de projeto selecionadas, o veículo mais leve possível para fabricação (todos os anéis estruturais com 4mm de espessura) teria 11476,33kg ou 98,896% em relação à *MT* do projeto original. O restante da massa total do veículo não é alvo da otimização estrutural e deve-se às massas distribuídas na carroceria conforme descrito na seção 4.2.

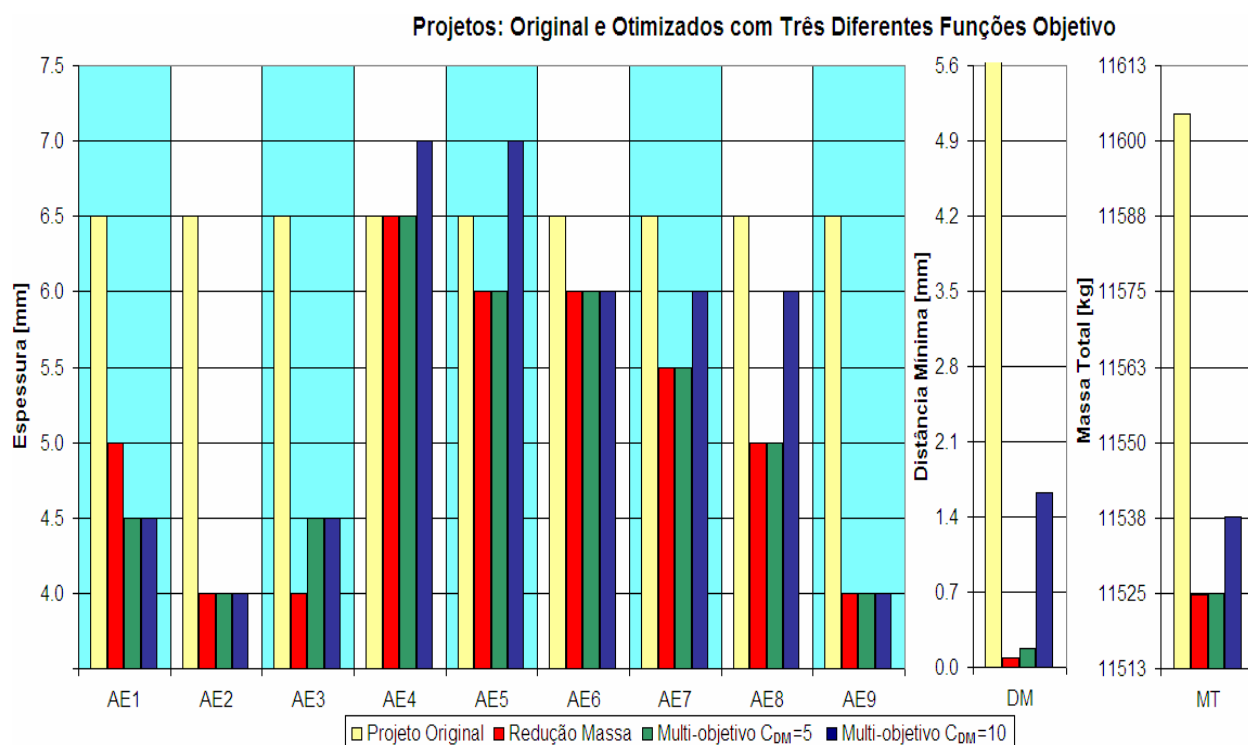


Figura 8.14: Projeto original do veículo proposto no capítulo 7 e os melhores projetos gerados por cada uma das três diferentes funções objetivo empregadas no capítulo 8.

Tabela 8.12: Resumo dos resultados apresentados graficamente na Figura 8.14.

	Projeto Original	Redução Massa	Multi-objetivo $C_{DM}=5$	Multi-objetivo $C_{DM}=10$
<i>DM</i> [mm]	6,01	0,09	0,17	1,62
<i>MT</i> [kg]	11604,40	11524,76	11524,90	11537,74
Compara <i>MT</i> com Projeto Original	100,000%	99,314%	99,315%	99,426%

Agora são apresentadas algumas observações sobre esses resultados:

I. Em todas as otimizações o anel estrutural 2 assumiu a menor espessura possível. O anel estrutural 2 é constituído pelos tubos que formam a porta, conforme foi explicado na seção 8.1.1 e mostrado na Figura 8.6. Devido à forma construtiva desse anel estrutural ele possui somente as duas rótulas plásticas da região de união da lateral com a base, não possuindo as rótulas da união da lateral com o teto. Assim, a parcela de influência desse anel na rigidez mecânica global da estrutura é inferior, sendo que a massa que esse anel agrega ao veículo é praticamente igual aos demais anéis estruturais.

II. Outra característica que pode ser observada em todos os projetos otimizados com as três funções objetivo diferentes é quanto ao anel estrutural 9 (anel que forma a traseira do veículo), que nos três projetos foi implementado o tubo com 4mm de espessura, a menor possível, assim como ocorreu com o anel estrutural 2.

III. Os dois projetos gerados visando redução de massa e com função multi-objetivo e $C_{DM}=5$ são muito similares, sendo idênticos a partir do anel estrutural 4, esses projetos possuem diferenças apenas na região dianteira do veículo. Como se observa na Figura 8.14, o veículo gerado visando redução de massa tem o anel estrutural 1, que forma a frente do veículo, constituído de um tubo com espessura maior que o projeto multi-objetivo com $C_{DM}=5$. Já no anel estrutural 3 essa característica se inverte, sendo maior a espessura do tubo que forma o anel estrutural do projeto multi-objetivo com $C_{DM}=5$. Essa diferença nas propriedades geométricas desses dois anéis estruturais altera muito pouco as características do veículo completo, sendo que o veículo gerado visando somente redução de massa tem apenas 0,14kg menos de massa e a distância mínima entre estrutura e gabaritos durante o tombamento fica 0,08mm inferior ao projeto gerado pela função multi-objetivo com $C_{DM}=5$. Essa pequena diferença gera valores diferentes nas funções objetivos, sendo cada projeto considerado numericamente melhor visando seu objetivo.

IV. O projeto gerado pela função multi-objetivo com $C_{DM}=10$ tem várias diferenças em relação aos outros dois projetos, sendo aplicado em todos os anéis estruturais desse projeto espessuras iguais ou maiores que nos outros dois projetos otimizados. Isso deve ao fato da função multi-objetivo com $C_{DM}=10$ priorizar a segurança ao tombamento do veículo em relação a sua massa total. Mesmo assim a região dianteira, anéis estruturais 1 a 3, é exatamente igual ao projeto gerado pela função multi-objetivo com $C_{DM}=5$, sendo utilizado espessuras pequenas nesses tubos (4,0 e 4,5mm).

V. Nos anéis estruturais 4 e 5 o projeto multi-objetivo com $C_{DM}=10$ utiliza tubos com 7mm de espessura, maiores até que a espessura dos tubos utilizados no projeto original. Os outros dois projetos também possuem espessuras elevadas nesses anéis estruturais (6,5mm e 6,0mm), sendo assim, conclui-se que para os três projetos esses anéis estruturais utilizam a maior espessura de tubo de todos os anéis estruturais do veículo. O outro anel estrutural que forma a região intermediária do veículo, o anel estrutural 6, também possui espessura considerável nos três projetos: 6mm. Esses dados apontam para uma grande importância estrutural dessa região no que diz respeito à segurança do veículo frente a tombamento.

VI. Na região traseira do veículo, isto é, anéis estruturais 7 a 9, se observa nos três projetos a redução de espessuras gradativa conforme o anel estrutural se aproxima da traseira do veículo.

Assim o projetista pode concluir que as resistências mecânicas dos anéis estruturais influenciam cada vez menos na resistência mecânica global do veículo conforme se aproximam da traseira do veículo.

VII. Resumidamente o que o algoritmo genético está indicando ao projetista é que a região dianteira do veículo é a parcela que, mesmo acrescentando massa, menos contribui para a resistência mecânica global do veículo ao tombamento e deve-se utilizar prioritariamente essa região para redução de massa do ônibus. A região intermediária do veículo é onde devem ser aplicados tubos com espessuras mais robustas na fabricação das peças que constituem os anéis estruturais dessa região, visando aumentar a segurança dos passageiros em caso de um acidente aonde o veículo venha a tombar. Essa importância dos anéis estruturais para elevar a resistência mecânica ao tombamento do veículo decai gradativamente conforme o anel estrutural se afasta da região intermediária do veículo e se aproxima da traseira, sendo que o último anel estrutural da traseira também deve ser utilizado para reduzir massa no veículo.

VIII. Os projetos gerados diretamente pelo processo de otimização utilizando o algoritmo genético muitas vezes são inviáveis economicamente para fabricação, pois de acordo com os resultados, seriam necessários cinco ou seis tubos diferentes somente para fabricação das colunas das laterais do veículo, o que torna o produto caro devido à necessidade de compra de diversas matérias-primas diferentes e em menores quantidades, bem como elevados gastos com logística e estoque dessas diferentes matérias-primas. Os resultados servem como orientação ao projetista das regiões onde o veículo tem capacidade de redução de massa e onde devem ser utilizados tubos mais robustos para que essa massa extra realmente cumpra a função de elevar a segurança do veículo ao tombamento.

IX. Outro ponto importante que deve ser comentado é que para um projeto real, a margem de segurança utilizada para o ensaio de tombamento da norma ECE R66 [2001] não pode ser tão baixo como os utilizados numericamente nesse estudo. Por exemplo, uma margem de segurança de apenas 0,1mm seria muito arriscada para aprovar em um projeto real, servindo aqui como um fator numérico para buscar o melhor projeto dentre uma vasta gama de possibilidades e para avaliar as características de diferentes projetos.

X. Antes de aprovar um projeto gerado pelo algoritmo genético, este deve ser avaliado pelo engenheiro e algumas alterações devem ser realizadas. No caso dos projetos apresentados na Figura 8.14, o que tem maior capacidade de virar um ônibus real é o projeto otimizado pela função multi-objetivo com $C_{DM}=10$. Isso pode ser afirmado porque esse projeto é o que utiliza o menor número de tubos diferentes na fabricação de sua lateral: 4,0mm, 4,5mm, 6,0mm e 7,0mm. Também tem uma distância mínima de segurança ao tombamento de 1,62mm, o que já pode ser

considerado um folga representativa. Como se observa na Figura 8.14, esse projeto otimizado apresenta uma redução de 66,66kg em relação ao projeto original, o que representa um enorme ganho competitivo para esse novo veículo otimizado, e mesmo com essa enorme redução na massa, continua sendo aprovado nas exigências de resistência ao tombamento impostas pela norma ECE R66 [2001].

XI. Analisadas todas essas colocações, conclui-se que o algoritmo genético é uma ferramenta muito útil para o desenvolvimento de novos projetos. Ela fornece diversas informações cruciais para a tomada de decisões de um projetista que teria de realizar inúmeras simulações numéricas manualmente para chegar às conclusões que o algoritmo mostrou sem intervenção humana, de maneira muito mais rápida e eficiente.

A complexidade do problema otimizado também pode aumentar muito conforme a necessidade do projetista, sendo que para um trabalho futuro se deseja buscar a otimização dessa estrutura considerando que a coluna entre-janelas e a união longarina da base e peitoril de um mesmo anel estrutural possam ser fabricados com tubos de diferentes espessuras. Assim as rótulas inferiores, próximas da base do veículo, poderão assumir características diferentes das rótulas superiores, próximas do teto, dentro de um mesmo anel estrutural. Essa característica construtiva também pode ser facilmente aplicada e seria muito interessante avaliar como o veículo se comportaria com mais essa possibilidade.

9. CONCLUSÕES

Nesse trabalho realizou-se a otimização estrutural de um ônibus sob tombamento, utilizando como ferramenta um algoritmo genético de otimização. Foi confeccionado um modelo numérico simplificado para simular o tombamento de um ônibus seguindo as intruções da norma ECE R66 [2001]. Desse modelo numérico foram extraídos parâmetros que compunham as funções objetivo propostas e, através dessas funções objetivo, diversos projetos foram analisados buscando-se a melhor configuração para diferentes análises.

O algoritmo genético empregado foi proposto por Belegundu & Chandrupatla [1999]. Esse algoritmo foi modificado em alguns pontos para a realização das otimizações desenvolvidas nesse trabalho. As alterações foram detalhadas e algumas delas objetivaram reduzir o tempo de processamento da otimização.

O modelo de elementos finitos do ônibus simplificado foi construído com elementos de viga flexíveis, nas porções que se deformam plasticamente durante o tombamento e alguns elementos de viga rígidos nas porções indeformáveis. Nos locais com grande deformação plástica localizada, foram acrescentadas rótulas plásticas à estrutura.

Para caracterizar todas as rótulas plásticas do modelo numérico foram empregados inicialmente ensaios experimentais. Baseados nos resultados experimentais foram desenvolvidos modelos numéricos para simular esses ensaios. O método numérico apresentou resultados coerentes com os ensaios experimentais, sendo essa metodologia empregada para caracterizar as demais rótulas plásticas.

Construído o modelo numérico do veículo completo, simulou-se a primeira proposta de projeto do ônibus. Os resultados foram avaliados e esse projeto foi aprovado com folga nas exigências de resistência estrutural mínima ao tombamento da norma ECE R66 [2001]. A massa total desse projeto original foi 11604,40kg e, a partir dele, buscaram-se projetos otimizados frente a diferentes exigências de projeto.

A primeira função objetivo proposta para otimizar o ônibus visava a redução máxima da massa do veículo, desde que ele continuasse atendendo ao critério de tombamento. Já nessa primeira análise, verificou-se a forte influência da população inicial nos resultados obtidos na otimização estrutural, tanto na qualidade dos projetos otimizados, como também na velocidade de convergência até a população otimizada.

Mesmo a população inicial sendo decisiva para o processo de otimização, analisando diferentes populações iniciais é impossível prever qual delas gerará os melhores resultados. Assim, o fator aleatório utilizado pelo algoritmo genético é fundamental para o tipo de

otimização estrutural proposta nesse trabalho. A aplicação do processo de otimização a partir de somente uma população inicial, dificilmente trará resultados satisfatórios.

Nessa análise também se observou outra característica muito importante dos algoritmos genéticos. Quando uma população fraca (as primeiras geradas) tem um indivíduo forte, porém já muito próximo do limite definido pela penalidade (resistência mecânica ao tombamento, nesse caso), ele passa seus genes para os demais indivíduos mais fracos. Assim, o algoritmo tenta otimizar um indivíduo que não tem as melhores características, eliminando bons genes de outros indivíduos e gerando resultados ruins ao final do processo. Esse comportamento é facilmente verificado: quando um mesmo indivíduo aparece repetidas vezes nas populações logo no início do processo e praticamente todas as populações têm pelo menos um projeto reprovado no critério de tombamento. Quando isso ocorre, se sugere iniciar um novo processo de otimização com uma população inicial diferente para comparação de resultados.

Depois de avaliados alguns projetos gerados pelos processos de otimização, realizaram-se otimizações manuais nesses projetos. Nesse procedimento foram encontrados alguns projetos ainda melhores dos que os gerados até então pelo algoritmo genético. Assim, demonstrou-se na prática que os algoritmos genéticos são muito bons para encontrar soluções próximas do ponto ótimo, porém o refino ao limite dessas soluções é tarefa árdua para esse algoritmo (característica heurística dos algoritmos genéticos).

Discutida essa característica dos algoritmos genéticos, partiu-se para desenvolver métodos, utilizando o próprio algoritmo genético, para refinar os projetos obtidos. Primeiramente tentou-se aumentar o número de gerações limites para finalizar o processo de otimização. Essa alternativa mostrou-se viável, porém pouco eficiente, pois aumenta muito o tempo computacional e os resultados são muito vinculados à população inicial.

A alternativa mais eficiente encontrada para refinar os projetos é, depois de finalizados alguns processos de otimização com populações iniciais criadas aleatoriamente, incluir os indivíduos fortes com bom potencial de evolução em uma população inicial com indivíduos mais fracos. Nesse caso a otimização fica concentrada nesse projeto forte, buscando o seu máximo, já que os genes dos demais indivíduos, muito mais fracos, da população inicial, vão desaparecer rapidamente.

Feito essas otimizações e aplicando o procedimento para refino dos projetos obtidos, chegou-se ao projeto considerado ótimo para essa análise, com massa total igual a 11524,76kg. Esse projeto tem massa 79,64kg inferior ao projeto original, representando 99,314% da massa total do projeto original.

Realizadas essas primeiras otimizações partiu-se para otimizações multi-objetivo. A nova função objetivo relaciona a busca por redução da massa total do veículo com o aumento da sua resistência mecânica ao tombamento, acrescentando também a resistência ao tombamento na função objetivo e não somente como uma penalidade. Esses dois objetivos são opostos, isto é, necessariamente ao melhorar um deles, piora o outro. Então, determinar o equilíbrio entre as variáveis analisadas é fundamental para definir a função objetivo em uma análise multi-objetivo.

A primeira otimização multi-objetivo realizada prioriza a redução de massa em comparação à segurança frente ao tombamento. Como era de se esperar, projetos muito similares aos gerados na otimização visando somente redução de massa, foram gerados nessa nova análise.

Para algumas populações iniciais, essa análise multi-objetivo gerou projetos com massas inferiores se for comparada a mesma população inicial otimizada visando somente redução de massa. Isso pode ocorrer porque a análise multi-objetivo encontra diversos projetos com massas similares, mas com resistências mecânicas ao tombamento diferentes, e acaba por explorar melhor e evoluir mais esses indivíduos. Otimização somente a massa total do veículo, o algoritmo entende projetos com massas iguais como sendo projetos exatamente iguais e acaba descartando os genes de um deles, não sendo necessariamente o que tem menor capacidade de evolução.

Esse fato também explica porque essa otimização multi-objetivo encontrou os melhores projetos numa mesma população inicial. Essa função objetivo explora ao máximo indivíduos muito similares e encontra diversas soluções próximas do ponto ótimo.

Mais uma vez buscou-se refinar os projetos obtidos nas otimizações. O processo de inserir projetos já otimizados na população inicial foi aplicado novamente nessa análise multi-objetivo. Durante esse processo de refino encontrou-se o projeto considerado ótimo nessa análise, sendo constatado que esse projeto é o mesmo que foi considerado o quarto melhor projeto da otimização visando somente redução de massa. O veículo otimizado ficou com massa total de 11524,90kg (99,315% da massa total do projeto original ou 79,50kg a menos) e a distância mínima de segurança ao tombamento de 0,17mm.

A segunda otimização multi-objetivo realizada prioriza o aumento da segurança frente ao tombamento em comparação à redução de massa do veículo. A primeira coisa que se percebe nessa análise é que, assim como ocorreu na primeira otimização multi-objetivo, os melhores indivíduos se concentraram na mesma população inicial e possuem características muito similares.

Nessa segunda otimização multi-objetivo, se tornou muito mais complexo afirmar qual indivíduo otimizado ainda tem capacidade de evolução. Isso pode ser afirmado porque a relação entre a massa e a distância mínima de segurança nesse caso, faz com que projetos com massas muito diferentes apareçam como os melhores projetos, depois de finalizado o processo de otimização.

Novamente refinaram-se os projetos otimizados na busca pelo projeto considerado ótimo. A diferença observada aqui é que, para essa otimização, mostrou-se mais eficaz uma nova otimização com todos os indivíduos juntos numa população inicial forte do que otimizá-los separadamente. Isto se deve provavelmente a grande semelhança entre esses projetos, sendo que o cruzamento entre eles é benéfico para o processo.

O projeto ótimo obtido nessa análise tem 11537,74kg de massa total (99,426% da massa total do projeto original ou 66,66kg a menos) e 1,62mm de distância mínima de segurança ao tombamento. Ambos valores são maiores do que os obtidos nas otimizações anteriores, conforme esperado.

Além de estudar os resultados obtidos pelos parâmetros resultantes de cada projeto gerado pelo algoritmo genético, analisaram-se também as características desses projetos. A primeira característica importante ao projeto, fornecida pelo algoritmo genético, é que o anel estrutural 2, constituído pelos tubos que formam a porta, sempre assumiu a menor espessura possível. Isso ocorre porque esse anel estrutural possui somente as duas rótulas plásticas da região de união da lateral com a base, não possuindo as rótulas da união da lateral com o teto. Assim, a parcela de influência desse anel na rigidez mecânica global da estrutura é inferior.

Outra característica que pode ser observada em todos os projetos otimizados com as diferentes funções objetivo é quanto ao anel estrutural 9, que forma a traseira do veículo. O algoritmo genético sempre empregou o tubo com menor espessura possível nesse anel estrutural.

De uma forma geral, o algoritmo genético indica ao projetista que a região dianteira do veículo é a parcela que mesmo acrescentando massa, pouco contribui para a resistência mecânica global do veículo ao tombamento e deve-se utilizar prioritariamente essa região para redução de massa do ônibus. A região intermediária do veículo é onde devem ser aplicados tubos com espessuras mais robustas na fabricação das peças que constituem os anéis estruturais dessa região, visando aumentar a segurança dos passageiros em caso de um acidente aonde o veículo tombe. Essa importância dos anéis estruturais para elevar a resistência mecânica ao tombamento do veículo decai gradativamente conforme o anel estrutural se afasta da região intermediária do veículo e se aproxima da traseira.

Finalizadas as análises, é possível afirmar que a metodologia proposta mostrou-se uma ferramenta muito útil para o desenvolvimento de novos projetos, fornecendo informações cruciais para a tomada de decisões de um projetista. Utilizando o algoritmo genético, pode-se reduzir drasticamente o tempo gasto no desenvolvimento de projetos, pois, depois de definido o modelo numérico e os parâmetros de seleção dos melhores projetos, o engenheiro só irá avaliar os projetos já otimizados, criados e pré-selecionados pelo algoritmo genético.

Ao longo do trabalho foram definidas algumas propostas para trabalhos futuros:

I. Aplicar outro método de otimização para buscar um mínimo local após o algoritmo genético encontrar projetos otimizados próximos do ponto ótimo (técnica de hibridização). Essa opção de implementar um método específico para busca de mínimos locais, tornaria o programa mais eficiente em comparação com o uso do próprio algoritmo genético para refinar os projetos otimizados.

II. Aumentar a complexidade do problema otimizado ao considerar que a coluna entre-janelas e a união longarina da base e peitoril de um mesmo anel estrutural possam ser fabricados com tubos de diferentes espessuras. Assim sendo, as rótulas inferiores, próximas da base do veículo, poderão assumir características diferentes das rótulas superiores, próximas do teto, dentro de um mesmo anel estrutural. Uma estrutura tendo essa característica construtiva pode ser fabricada sem nenhuma restrição. Seria interessante avaliar o comportamento do veículo sob tombamento com mais essa possibilidade.

III. Também poderia ser melhorada a precisão do modelo numérico acrescentando várias rótulas ao longo dos tubos que formam as colunas laterais do veículo, para permitir a formação das rótulas plásticas em diferentes locais. O modelo utilizado nesse trabalho foi simplificado e foram criadas apenas duas rótulas plásticas em cada coluna lateral – uma na região inferior próximo da união estrutural da lateral com a base, e outra na região superior próxima da união estrutural da lateral com o teto.

IV. Outra simplificação do modelo numérico que poderia ser estudada com maior profundidade é a taxa de deformação. Essa propriedade do aço foi desconsiderada nesse trabalho, porém possivelmente há alguma influência desse parâmetro no comportamento de um ônibus ao sofrer um tombamento. Então, considerar a taxa de deformação como propriedade do material empregado no modelo numérico seria uma interessante proposta para um trabalho futuro.

V. Utilizar outras variáveis de projeto na função objetivo na otimização, como por exemplo: largura e altura dos tubos, materiais empregados na fabricação dos tubos estruturais do veículo, custos das matérias-primas, entre outras. Essa aplicação ficaria ainda mais interessante

na otimização multi-objetivo, que poderia cruzar e avaliar os resultados de massa, segurança ao tombamento e mais o custo do projeto, por exemplo.

VI. Por fim, com os conceitos demonstrados ao longo desse trabalho, sugere-se em um trabalho futuro realizar uma análise crítica da norma ECE R66 [2001], avaliando se o critério utilizado é o mais recomendado para definir, não só a resistência mecânica do ônibus, mas também a chance de sobrevivência dos passageiros. Muitas vezes, mesmo a estrutura não atingindo os ocupantes do veículo, as acelerações impostas aos passageiros durante o tombamento podem causar danos graves ou até mortes. Com esse intuito, deve-se otimizar o veículo seguindo critérios de danos limites suportados por seres humanos impostas por outras normas, como a FMVSS/208 [2006]. Assumindo como variáveis de projeto os valores de aceleração, força ou deflexão de membros (cabeça, pescoço, tórax, tíbia etc.) medidos em um dummy posicionado em um banco do ônibus durante o tombamento. Feito isso, é possível traçar diferenças entre projetos otimizados visando os objetivos de duas normas diferentes e, assim, avaliar a melhor condição para sobrevivência dos ocupantes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abramowicz, W., 2003. **“Thin-walled Structures as Impact Energy Absorbers”**, Thin-Walled Structures, 41, pages 91-107.

Abramowicz, W., 2004. **“An alternative Formulation of the FE Method for Arbitrary Discrete/Continuous Models”**, International Journal of Impact Engineering 30, pages 1081-1098.

Adeli, H., Cheng, N.-T., 1993. **“Integrated Genetic Algorithm for Optimization of Space Structures”**, Journal of Aerospace Engineering, Vol. 6, n° 4, pages 315-328.

Ambrósio, J. A. C., Pereira, M. F. O., Silva, F. P., 1996. **“Crashworthiness of Transportation Systems: Structural Impact and Occupant Protection”**, Kluwer Academic Publishers (Dordrecht/Boston/London), published in cooperation with NATO Scientific Affairs Division.

Ambrósio, J. A. C., 2001. **“Crashworthiness. Energy Management and Occupant Protection”**, Springer Wien New York, pages 205-302.

Ansys, Inc., 2007. **“Release 11.0 Documentation for Ansys”**.

Averill, R. C., 2004. **“Efficient Shape Optimization of Crashworthy Structures Using a New Substructuring Method”**. LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg, E-IV-1, DYNAmore GmbH.

Bathe, K. J., 1996. **“Finite Element Procedures”**, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.

Belegundu, A. D., Chandrupatla, T. R., 1999. **“Optimization Concepts and Applications in Engineering”**, Prentice Hall, Inc., New Jersey.

Belingardi, G., Chiandussi, G., Gaviglio, I., Giorda, A., 2002. **“Miglioramento Della Sicurezza Passiva di un Autobus da Turismo Mediante Metodologie di Ottimizzazione”**. Dipartimento di Meccanica, Politécnico di Torino, Itália.

Belytschko, T., Schwer, L., Klein, M. J., 1977. **“Large Displacement Transient Analysis of Space Frames”**, International Journal for Numerical and Analytical Methods in Engineering 11.

Carvalho, F. V. M., 2004. **“Modelos de Veículos Flexíveis para Análise e Simulação de Colisões e Reconstituição de Acidentes”**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Chen, S., 2001. **“An Approach for Impact Structure Optimization Using the Robust Genetic Algorithm”**. Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 37, pages 431-436. Elsevier Science Ltda.

Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., 1974. **“Concepts and Applications of Finite Element Analysis”**, University of Wisconsin – Madison, John Wiley & Sons, Nova Iorque.

Crisfield, M. A., 1988. **“Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures”**, Vol. 1: Essentials, John Wiley & Sons, Londres.

Crisfield, M. A., 1988. **“Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures”**, Vol. 2: Advanced Topics, John Wiley & Sons, Londres.

ECE R66, 2001. **“Directive 2001/85/EC of the European Parliament and of the Council”**, Jornal Oficial das Comunidades Europeias, Anexo IV, pages 72-82.

EURO3, 1999. **“Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council”**, Jornal Oficial das Comunidades Europeias.

EURO5, 2005. **“Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council”**, Jornal Oficial das Comunidades Europeias.

“Federal Motor Vehicle Safety Standards” (FMVSS), 2006. National Highway Traffic Safety Administration, USA.

Fu, Y., Zhou, R., Kang, S., Lakshminarayan, V., Cheng, J., 2003. **“Optimal Design of Vehicle Target Pulse and Restraint System”**. MADYMO User’s Meeting.

Giorda, A., Martella, P., Peroni, L., Vadori, R., 2001. **“Analisi Del Comportamento Strutturale di un Bus in Condizioni di Roll-over con il Metodo Multibody”**, Proceedings of XXX AIAS, Alghero, Itália.

Goldberg, D. E., 1989. **“Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning”**, Addison-Wesley Publishing Company, Inc.

Grigoletti, G. C., 2008. **“Otimização Via Algoritmos Genéticos de Perfis U Formados a Frio Submetidos à Compressão Utilizando o Método da Resistência Direta”**. Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 184p.

Guerra, C., 2008. **“Otimização Paramétrica de Estruturas Unifilares por Algoritmos Genéticos”**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 111p.

Gurtin, M. E., 1981. **“An Introduction to Continuum Mechanics”**. Academic Press.

Hamed, M. H., Jaradat, A. S., Easa, S. M., 1998. **“Analysis of Commercial Mini-bus Accidents”**, Accident Analysis and Prevention, Vol. 30, n° 5, pages 555-567. Elsevier Science Ltda.

Hamza, K., Saitou, K., 2003. **“Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness using Equivalent Mechanism Approximations”**, Proceedings of the ASME 2003 Design Engineering and Technical Conference, Chicago, IL, DETC 03 / DAC 48751.

Hamza, K., Saitou, K., 2004. **“Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness Via Equivalent Mechanism Approximations”**, Proceedings of the SAE World Congress, Detroit, MI, Paper n° 04B-126.

Hamza, K., Saitou, K., 2004. **“Crash Mode Analysis of Vehicle Structures Based on Equivalent Mechanism Approximations”**, Proceedings of the Fifth International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering, Lausanne, Switzerland, pages 277-287.

Hamza, K., Saitou, K., 2004. **“Crashworthiness Design Using Meta-models for Approximating of Box-section Members”**, Proceedings of the 8th Cairo University International Conference on Mechanical Design and Production, Cairo, Egito, Vol. 1, pages 591-602.

Hibbit, Karlsson & Sorensen Inc., 1995. **“Introduction to the Abaqus / Explicit”**, U.S.A.

Holland, J. H., 1975. **“Adaptation in Natural and Artificial Systems”**. University of Michigan Press, Ann Arbor, Michigan.

Honiball, E. J., Niekerk, J. L., 2001. **“The Development of a Test Especification to Determine the Rollover Protection of Passengers in Light Commercial Vehicles Fitted with Canopies”**, Accident Analysis and Prevention, Vol. 33, pages 621-628. Elsevier Science Ltda.

Jones, N., 2001. **“Crashworthiness. Energy Management and Occupant Protection”**. Springer Wien, NewYork, pages 3-81.

Kim, H., Wierzbicki, T., 2001. **“Crush Behavior of Thin-walled Prismatic Columns Under Combined Bending and Compression”**. Computer and Structures 79, pages 1417-1432.

Kim, H., 2001. **“Crash Behavior of Three Dimensional Thin-walled Structures Under Combined Loading”**. Tese de Doutorado, Massachusetts Institute of Technology, USA, 209p.

Krieg, R. D., 1977. “**Accuracies of Numerical Solution Methods for the Elastic-Perfectly Plastic Model**”, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 99, No. 4, Series J, Transactions of the ASME, November.

Linden, R., 2006. “**Algoritmos Genéticos – Uma Importante Ferramenta da Inteligência Computacional**”. Brasport Livros e Multimídia Ltda., Rio de Janeiro.

LS-DYNA, 2007. “**User Manual – Non linear Dynamic Analysis of Structures**”. Version 971, Livermore Software Technology Corporation.

Lu, W., Mäkeläinen, P., 2006. “**Fuzzy Optimization of Cold-formed Steel Sheeting Using Genetic Algorithms**”. Journal of Constructional Steel Research, Vol. 62, pages 1276-81.

Macaulay, M., 1987. “**Introduction to Impact Engineering**”. Brunel University.

THE MATHWORKS, Inc., 2008. “**Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox™ 2 User’s Guide**”. Third printing Revised for Version 2.3 (Release 2008a). Disponível em: www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/gads/

Mezzomo, G. P., 2007. “**Análise Estrutural de Telhas de Aço Trapezoidais Formadas a Frio**”. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 152p.

Morandini, M., 2000. “**Ottimizzazione dell’Assorbimento d’Energia di Componenti Strutturali**”. Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Politecnico di Milano, Itália.

Morsch, I. B., 2001. “**Análise Estrutural de Veículos Comerciais Tipo Ônibus**”. Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 270p.

Rajeev, S., Krishnamoorthy, C. S., 1992. “**Discrete Optimization of Structures Using Genetic Algorithms**”, Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol. 118, n° 5, pages 1233-1250.

“**Resolução N° 811/96**”, 1996. Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), Brasil.

SOLIDWORKS, 2006. “**SolidWorks Online User’s Guide**”.

Sokolnikoff, I. S., 1956. “**Mathematical Theory of Elasticity**”, McGraw-Hill Book Company, Nova Iorque.

Viner, J. G., 1993. “**Harmful Events in Crashes**”. Accident Analysis and Prevention, Volume 25, pages 139-145. Elsevier Science Ltda.

Viner, J. G., 1995. **“Rollovers os Slideslopes and Ditches”**. Accident Analysis and Prevention, Volume 27, n° 4, pages 483-491. Elsevier Science Ltda.

von Mises, R., 1913. **“Mechanik der festen Körper im plastisch deformablen Zustand”**, Götting Nachr Nachr. Math. Phys.

Zienkiewicz, O. C., 1977. **“The Finite Element Method”**, McGraw-Hill Company, Londres.

ANEXO A – PROGRAMA *GENETIC* POR BELEGUNDU & CHANDRUPATLA [1999]

```

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DOUBLE PRECISION MT,DX
DIMENSION X(20),XMAX(20),XL(20),XU(20),FC(40),VR(20)
CHARACTER POP1(40)*320,POP2(40)*320
INTEGER SEED
PRINT *, '***** GENETIC ALGORITHM *****'
PRINT *, '* A.D.BELEGUNDU & T.R.CHANDRUPATLA *'
PRINT *, '*****'
PRINT *, 'Input SEED <upto 9 digit odd number>'
READ (5,*) SEED
OPEN (UNIT=1,ACCESS='SEQUENTIAL',FILE='Resultados.txt',
&FORM='FORMATTED',STATUS='OLD')
C ---- #Variables N, #Binary Digits NB, #Population Size IZ,
C      Number of Generations NGEN
      DATA N,NB,IZ,NGEN / 6,9,9,50 /
C ---- Crossover Probability CP, Bitwise Mutation Prob. BP
      DATA CP,BP / 1,.008 /
      DATA (XL(I), XU(I), I=1,6)/ 95,475,500,2000,95,475,
&500,2000,95,475,500,2000/
      NFV = 0
C ---- Create Initial Population
      CALL GETPOP(POP1,IZ,NB,N,SEED)
!   PRINT *, 'GENER# FITNESS'
      IGEN = 0
10  IGEN = IGEN + 1
      CALL EVAL(POP1,IZ,NB,N,FC,XL,XU,X,NFV,FIT,FMAX,XMAX,VR)
C --- Stopping Criterion is based on number of generations
      IF (IGEN .GT. NGEN) THEN
PRINT '(1X,A,I4,A)', 'Number of Generations Limit ', NGEN,
+           ' reached.'
GOTO 20
      END IF
      PRINT '(1X,I4,E12.4)', IGEN, FIT
C ---- Genetic Operations
      CALL REPROD(POP1,POP2,FC,IZ)
      CALL CROSVR(POP1,POP2,CP,IZ,NB,N,SEED)
      CALL MUTATE(POP1,BP,IZ,NB,N,SEED)
!
PRINT '(1X,A,E12.4)', 'FMAX = ', FMAX
WRITE (1,*) 'FMAX = ', FMAX
      PRINT *, 'X() = '
PRINT '(1X,5E12.4)', (X(J),J=1,N+2)
WRITE (1,*) 'X() = ', (X(J),J=1,N+2)
WRITE (1,*) ''
!
      GOTO 10
20  CONTINUE

```

```

PRINT '(1X,A,I4)', 'Number of Function Evaluations = ', NFV
PRINT '(1X,A,E12.4)', 'FMAX = ', FMAX
PRINT *, 'X() = '
PRINT '(1X,5E12.4/)', (XMAX(J),J=1,N+2)
END

FUNCTION RAND(K)
INTEGER K,M
REAL RAND
SAVE
DATA M /0/
IF (M.EQ.0) M=K
M=M*65539
IF (M.LT.0) M=(M+1)+2147483647
RAND = M*.4656613E-9
END

SUBROUTINE CROSVR (POP1,POP2,CP,IZ,NB,N,SEED)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
CHARACTER POP1(40)*320,POP2(40)*320,CC1*1,CC2*1
INTEGER SEED
REAL RAND
NBN = NB * N
IZ2 = IZ/2
DO 20 I = 1,IZ2
II = INT(RAND(SEED)*(NBN - 1)) + 1
I1 = 2 * I - 1
I2 = 2 * I
IF (I2 .GT. IZ) I2 = 1
IF (RAND(SEED).LE.CP) THEN
DO 10 K = 1,II
CC1 = POP2(I1)(K:K)
CC2 = POP2(I2)(K:K)
POP2(I1)(K:K) = CC2
POP2(I2)(K:K) = CC1
10 CONTINUE
END IF
20 CONTINUE
DO 30 I = 1,IZ
30 POP1(I) = POP2(I)
END

SUBROUTINE EVAL (POP1,IZ,NB,N,FC,XL,XU,X,NFV,FIT,FMAX,XMAX,VR)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DIMENSION X(20),XMAX(20),XL(20),XU(20),FC(40)
CHARACTER POP1(40)*320
C --- DECODE BINARY STRING
FIT = 0
NSTEP = 2 ** NB - 1

```

```

      NBN = NB * N
      DO 40 I = 1,IZ
DO 10 J = 1,N
IB = 1
X(J) = XL(J)
D = (XU(J) - XL(J)) / NSTEP
KK = NBN
DO 10 K = 1,NB
IF (POP1(I)(KK:KK) .EQ.'0') V = 0.
IF (POP1(I)(KK:KK) .EQ.'1') V = 1.
X(J) = X(J) + IB * V
IB = 2 * IB
  10   KK = KK - 1
CALL GETFUN(X,F,NFV,VR)
AI = 1
FIT = FIT + (F - FIT) / AI
  IF (NFV .EQ. 1) THEN
    FMAX = F
  DO 20 J = 1,N
  20   XMAX(J) = X(J)
    ELSE
      IF (FMAX .LT. F) THEN
        FMAX = F
      DO 30 J = 1,N
  30   XMAX(J) = X(J)
        END IF
      END IF
  40 FC(I) = F
    END

```

```

SUBROUTINE GETFUN (X,F,NFV,VR)
  IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
  DOUBLE PRECISION MT,DX
  DIMENSION X(20),VR(20)
  MT=10000.0
  X(8) = MT
  DX=1530.0
  VR(1)=13.3
  DO 69 K=3,7,2
  VR(K) = VR(K-2) - (X(K-2) * DX) / (MT * VR(K-2))
  69   X(8) = X(8) - X(K-1)
  !
  IF (VR(7).GT.0) THEN
    X(7) = VR(7)**2 * MT / DX
  ELSE
    X(7) = 0.0
  ENDIF
  !
  F=0.0

```

```

DO 71 L=1,7,2
71     F = F + X(L) + X(L+1) * VR(L)**2 / DX
!
      NFV = NFV + 1
END

```

```

SUBROUTINE GETPOP (POP1,IZ,NB,N,SEED)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
CHARACTER POP1(40)*320
INTEGER SEED
REAL RAND
DO 10 I = 1,IZ
DO 10 J = 1,N
JJ = (J-1)*NB
DO 10 K = 1,NB
JK = JJ + K
C = RAND(SEED)
IF (C .GT. .5) THEN
POP1(I)(JK:JK) = '1'
ELSE
POP1(I)(JK:JK) = '0'
END IF
10 CONTINUE
END

```

```

SUBROUTINE MUTATE (POP1,BP,IZ,NB,N,SEED)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
CHARACTER POP1(40)*320,CC*1
INTEGER SEED
REAL RAND
DO 10 I = 1,IZ
KK = 0
DO 10 J = 1,N
DO 10 K = 1,NB
KK = KK + 1
IF (RAND(SEED) .LE. BP) THEN
C --- Mutation Used
CC = POP1(I)(KK:KK)
IF (CC .EQ. '0') THEN
CC = '1'
ELSE
CC = '0'
END IF
POP1(I)(KK:KK) = CC
C --- Following one may be tried
C --- IF (RAND(SEED) .GT. .5) THEN CC = '1' ELSE CC = '0'
END IF
10 CONTINUE
END

```

```

SUBROUTINE REPROD (POP1,POP2,FC,IZ)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
DIMENSION FC(40)
CHARACTER POP1(40)*320,POP2(40)*320, CC*320
FL = FC(1)
FH = FC(1)
DO 10 I = 1,IZ
  IF (FL .GT. FC(I)) FL = FC(I)
  IF (FH .LT. FC(I)) FH = FC(I)
10 CONTINUE
SUM = 0.
C = ABS(FH)
IF (C .LT. 1) C = 1.
DO 20 I = 1,IZ
  FC(I) = (FC(I) - FL) / C
20 SUM = SUM + FC(I)
  IF (SUM .EQ. 0.) THEN
DO 30 I = 1,IZ
  30   FC(I) = 1.
  ELSE
C ----- Determination of String Count for Mating FC()
ISUM = 0
PSUM = 0
DO 40 I = 1,IZ
PSUM = PSUM + FC(I)
I1 = INT(IZ * PSUM / SUM + .001)
FC(I) = I1 - ISUM
  40   ISUM = I1
  END IF
C ----- Reproduction by Proportionate Selection
INEXT = 0
DO 60 I = 1,IZ
  CC = POP1(I)
  IFC=FC(I)
  IF (IFC.GT.0) THEN
DO 50 K = 1,IFC
INEXT = INEXT + 1
  50   POP2(INEXT) = CC
  END IF
60 CONTINUE
END

```