

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

AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE IMPACTO EM ESTRUTURAS DE
ÔNIBUS UTILIZANDO SIMILARIDADE

por

Alexsandro Sordi

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2020

AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE IMPACTO EM ESTRUTURAS DE
ÔNIBUS UTILIZANDO SIMILARIDADE

por

Alexsandro Sordi

Mestre

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. Ignácio Iturrioz

Aprovada por:

Prof. Dr. Daniel Milbrath De LeonPROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Marcelo Maia RochaPPGEC/UFRGS

Prof. Dr. Agenor Dias de Meira JúniorPPGPPF/UPF

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de Maio de 2020

*À minha família, pelo incentivo
e aos meus amigos pela compreensão
nas horas de ausência.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais, Sebastião e Lovani que sempre estiveram lá por mim e me ensinaram tudo que sei e sou, sempre me incentivaram em todas minhas escolhas, me dando mais que o apoio necessário. À meus irmãos por todo o apoio que vocês me deram neste período.

Gostaria de agradecer ao meu orientador Ignácio Iturrioz, pois a porta da sua sala estava aberta sempre que eu encontrava um problema ou tinha alguma pergunta sobre minha pesquisa. Além disso, me orientou na direção certa sempre que eu precisei.

E para minha esposa Deise, obrigado por todo o seu apoio, sem o qual eu teria parado esses estudos há muito tempo. Você foi incrível, e agora vou tirar todos os papéis da mesa da cozinha, como prometi!

Aos meus amigos e colegas de profissão que em algum momento tiveram uma importante participação no desenvolvimento desse trabalho, em especial ao André Alaniz Cesário, Diogo Correa, Giovanni Matheus Rech e Joel Vicente Ciapparini.

Agradeço também aos meus colegas doutorandos e mestrands por seus comentários, cooperação e, claro, amizade.

RESUMO

O comportamento de estruturas mecânicas submetidas à impacto é um tema de grande relevância e uma de suas aplicações é no âmbito da colisão de veículos. No caso específico de ônibus, para que sejam homologadas, suas estruturas devem atender aos requisitos exigidos por normas regulamentadoras em vigência. Estas normas propõem, basicamente, em impactar a região dianteira do veículo com uma massa fixada em um pêndulo. Estes testes são onerosos, pois exigem a fabricação de parte da estrutura do veículo, e exigem adequado aparato de segurança durante a execução dos mesmos. Neste contexto, aplicaram-se os conceitos de similaridade no ensaio de impacto frontal descrito pelas normas em vigência. Nessa técnica, uma estrutura em escala (modelo) é utilizada para inferir o comportamento de uma estrutura em tamanho real (protótipo). Este modelo pode ser em escala ampliada ou reduzida, esta última foi a condição utilizada no presente trabalho. As principais vantagens do uso das técnicas de similaridade com modelo em escala reduzida são o menor custo e tempo de fabricação do mesmo em comparação com o protótipo, tanto em matéria prima quanto em mão de obra. Mas nem sempre os parâmetros que vinculam o modelo e o protótipo podem respeitar as escalas proposta, nesse caso metodologias chamadas em seu conjunto de similaridade imperfeita ou distorcida podem ser aplicadas. No presente trabalho, procedimentos numéricos e experimentais foram utilizados em duas aplicações simples e uma na qual o teste de um ensaio do pêndulo sobre uma estrutura de ônibus é simulada. Os resultados dos testes experimentais foram, em parte obtidos da bibliografia, e outros resultados proveem de ensaios originais. Os modelos numéricos simulados foram desenvolvidos num *software* comercial de elementos finitos utilizando um esquema explícito de integração no tempo. Finalmente são apresentadas conclusões sobre o trabalho aqui apresentado e ideias de como proceder para sua continuação.

Palavras-chave: Impacto, Similaridade imperfeita, Elementos finitos, Modelos escalonados.

ABSTRACT

The behaviour of mechanical structures when subjected to impact loading is a matter of great relevance and one its applications is in terms of vehicle collision. When this vehicle is a bus, to homologate it, its structure should be approved according to prerequisites established by current regulatory standards. These standards consists in define the requirements to manufacture a bus part named structural modulus and the procedure to test it. This kind of test is often expensive and the safety apparatus required during its execution must be adequate. In this context the similarity concepts were applied in a simple component and in a structural modulus, according to current regulatory standards. By using this technique a scale structure (model) is used to get the behaviour of the real structure (prototype). The model can be bigger or smaller than the prototype, the latter was the condition used in the present study. The main advantages of using the similarity concepts in a reduced scale model are the smaller cost and shorter time to manufacture it when in comparing with the prototype in terms of raw materials and manpower. But the parameters that link the model and the prototype cannot always respect the proposed scales, in this case methodologies called in their set of imperfect or distorted similarity can be applied. In the present work, numerical and experimental procedures were used in two simple applications and one in which the test of a pendulum test on a bus structure is simulated. The results of the experimental tests were, in part, obtained from the bibliography, and other results come from original tests. The simulated numerical models were developed in a finite element commercial software, using an explained time integration scheme. Finally, conclusions are presented on the work presented here and ideas on how to proceed with its continuation.

Keywords: Impact, Imperfect similarity, Finite elements, Staggered models.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	2
1.2	Objetivos	3
1.3	Organização do Trabalho	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1	Variáveis e Características do Impacto Estrutural	6
2.2	Tubos de Paredes Fina: Formas de Colapso	7
2.2.1	Colapso por Compressão	7
2.2.2	Colapso por Flexão	8
2.2.3	Colapso Combinado por Flexão e Compressão	9
2.3	Influência da Taxa de Deformação nos Materiais	11
2.4	Teste de Impacto em Componentes - Drop Weight Test	13
2.5	Teste de Impacto Frontal em Estruturas de Ônibus – Crash Test	14
2.6	Métodos de Elementos Finitos Aplicados a Problemas de Impacto	17
2.6.1	Diferenças Entre Análises de Elementos Finitos Linear e Não Linear	17
2.6.2	Elementos Finitos Não Linear Aplicados em <i>Crashworthiness</i>	19
2.7	Similaridade	29
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE SIMILARIDADE	32
4	SIMILARIDADE APLICADA EM PROBLEMAS DE IMPACTO	37
4.1	Fatores de Escala Utilizando Similaridade Imperfeita	40
4.2	Comentários e Discussões	53
5	APLICAÇÃO 1: ESTUDO DE UMA JUNTA METÁLICA	55
5.1	Introdução	55
5.2	Descrição do Ensaio do Protótipo	55
5.3	Descrição da Simulação Numérica do Protótipo	57
5.4	Descrição da Simulação Numérica dos Modelos	58

5.5	Resultados	59
5.5.1	Comparação do Ensaio do Protótipo e Simulação do Protótipo	59
5.5.2	Comparação da Simulação do Protótipo e dos Modelos	61
5.6	Comentários e Discussões	64
6	APLICAÇÃO 2: TESTE DE QUEDA DE PESO - DWT	66
6.1	Introdução	66
6.2	Descrição do Ensaio do Protótipo	66
6.3	Ensaio dos Materiais	67
6.4	Descrição da Simulação Numérica do Protótipo	69
6.5	Descrição da Simulação Numérica dos Modelos	70
6.6	Descrição do Ensaio do Modelo	72
6.7	Resultados	73
6.8	Comentários e Discussões	75
7	APLICAÇÃO 3: ANÁLISE DE UMA ESTRUTURA DE ÔNIBUS UTILIZANDO LEIS DE SIMILARIDADE	77
7.1	Introdução	77
7.2	Ensaio do Pêndulo	77
7.3	Análise Numérica do Ensaio do Pêndulo	78
7.4	Análise Numérica do Ensaio do Pêndulo em Escala Reduzida	81
7.4.1	Modelo Sem Geometria Distorcida	81
7.4.2	Modelo Com Geometria Distorcida	82
7.5	Resultados	84
7.6	Comentários e Discussões	88
8	CONCLUSÕES	91
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91
	APÊNDICE A	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Modos de esmagamento de tubos quadrados. [Jones, 2012]	8
Figura 2.2	Formação de rótula plástica em tubo retangular [Nagel, 2005].	9
Figura 2.3	Ensaio de flexão de perfis de alumínio [Chen, 2001].	10
Figura 2.4	Ensaio carregamento oblíquo [Han e Park, 1999].	10
Figura 2.5	Equipamento para o teste DWT [Gunawan et al., 2011].	14
Figura 2.6	Teste do pêndulo [Meira Junior et al., 2016].	15
Figura 2.7	Teste do pêndulo UNECE-R29 [Jongpradist et al., 2015].	16
Figura 2.8	Espaço de sobrevivência [Jongpradist et al., 2015].	17
Figura 2.9	Resposta do material, tipos de eventos e aplicação de esquemas de integração como uma função da taxa de deformação [Zukas, 1990].	23
Figura 2.10	Deformação local e global [Zukas, 2004].	24
Figura 2.11	Método de restrição cinemática [Hallquist, 2006].	25
Figura 2.12	Formulação para elementos de casca [Hallquist, 2006].	28
Figura 2.13	<i>Hourglass</i> em elementos de casca [Hallquist, 2006].	29
Figura 2.14	Deformação de um elemento linear [Hallquist, 2006].	29
Figura 3.1	Modelo em escala da embarcação quebra-gelo [Lembke-Jene et al., 2011].	32
Figura 3.2	Modelo em escala da Ponte Akashi-Kaikyo [Yim, 2007].	33
Figura 3.3	Modelo em escala do edifício Burj Khalifa [Febowitz, 2010].	34
Figura 4.1	Exemplo de utilização da base MLT.	38
Figura 4.2	Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base MLT.	38
Figura 4.3	Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-m.	43
Figura 4.4	Exemplo de utilização da base VSG-md.	45
Figura 4.5	Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-md.	47
Figura 4.6	Exemplo de utilização da base VSG-mdv.	49
Figura 4.7	Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-mdv.	50
Figura 4.8	Exemplo de utilização da base VSG-mdg.	52
Figura 4.9	Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-mdg.	53

Figura 5.1	Geometria do protótipo da junta T, dimensões em mm [Gao et al., 2018].	56
Figura 5.2	Equipamento utilizado no experimento [Gao et al., 2018].	57
Figura 5.3	Comparativo ensaio numérico e experimental (a simulação foi desenvolvida neste trabalho enquanto os resultados experimentais foram extraídos de Gao et al., 2018).	60
Figura 5.4	Comparativo do deslocamento no tempo entre o protótipo experimental e numérico.	60
Figura 5.5	Comparativo modos de deformação.	61
Figura 5.6	Comparativo do deslocamento no tempo entre protótipo e modelos.	62
Figura 5.7	Região com o ponto utilizado para medição da tensão e da deformação.	63
Figura 5.8	Comparativo da tensão no tempo entre protótipo e modelo.	63
Figura 5.9	Comparativo da deformação no tempo entre protótipo e modelo.	64
Figura 6.1	Dispositivo de ensaio e equipamentos de medição.	67
Figura 6.2	Ensaio de tração.	67
Figura 6.3	Corpo de prova.	68
Figura 6.4	Curvas tensão-deformação real.	68
Figura 6.5	Análise do protótipo.	70
Figura 6.6	Análise em escala reduzida 1/4.	70
Figura 6.7	Dispositivo de ensaio e equipamentos de medição.	73
Figura 6.8	Modos de deformação das amostras.	73
Figura 6.9	Deslocamento em função do tempo.	75
Figura 7.1	Ensaio experimental do teste do pêndulo.	78
Figura 7.2	Ensaio numérico do teste do pêndulo.	79
Figura 7.3	Curvas tensão-deformação real dos materiais.	79
Figura 7.4	Propriedade do material das fixações (fora de escala).	80
Figura 7.5	Ensaio numérico do teste do pêndulo em escala reduzida.	82
Figura 7.6	Materiais utilizados e configuração do teste.	83
Figura 7.7	Resultados após o impacto do primeiro pêndulo.	85
Figura 7.8	Resultados após o impacto do segundo pêndulo.	85

Figura 7.9	Comparativo deslocamento no tempo das simulações do primeiro impacto.	86
Figura 7.10	Comparativo deslocamento no tempo das simulações do segundo impacto.	87
Figura 7.11	Falha dos parafusos lado direito.	88
Figura 7.12	Ensaio de um navio em escala reduzida 1/100 [Oshiro et al., 2017].	90
Figura A.1	Modelo de 1/4 do corpo de prova.	98
Figura A.2	Comparativo do resultado numérico com o experimental dos corpos de prova.	98
Figura A.3	Modelagem de solda usando elementos de casca oblíquos[Niemi, 1995].	99
Figura A.4	Estrutura marcada com adesivos.	100
Figura A.5	Chassi preparado para carregamento no eixo dianteiro.	101
Figura A.6	Regressão linear para encontrar a rigidez.	102
Figura A.7	Modelo físico considerado da suspensão.	102

LISTA DE TABELAS

Tabela	1.1	Números de acidentes conforme sua natureza. [Fonte: Polícia Rodoviária Federal, 2019]	3
Tabela	2.1	Variáveis de impacto escritas na base MLT. [Fonte: Mazzariol, 2012]	31
Tabela	4.1	Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base MLT.	37
Tabela	4.2	Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-m.	42
Tabela	4.3	Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-md.	45
Tabela	4.4	Cálculo da variável $n\acute{e}$	46
Tabela	4.5	Exemplo de cálculo das variáveis de transposição.	47
Tabela	4.6	Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-mdv.	49
Tabela	4.7	Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-mdg.	51
Tabela	5.1	Dimensões da junta T.	56
Tabela	5.2	Dimensões da junta T em escala.	58
Tabela	5.3	Fatores de escala utilizados para o estudo de caso.	59
Tabela	5.4	Características aplicadas nos ensaios.	59
Tabela	5.5	Resultados comparados entre o protótipos	61
Tabela	5.6	Resultados comparados entre o protótipo e modelo	62
Tabela	6.1	Cálculo para encontrar o expoente nV	72
Tabela	6.2	Cálculo das variáveis de transposição.	74
Tabela	6.3	Deslocamento máximo do tubo vertical.	74
Tabela	7.1	Deslocamento longitudinal permanente da estrutura.	86
Tabela	7.2	Energia cinética e aceleração imposta pelo primeiro impacto.	88

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABS	Anti-lock Braking System
DWT	Drop Weight Test
LVDT	Transformador Diferencial Variável Linear
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira
NIP	Número de Pontos de Integração
PBT	Peso Bruto Total

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Parâmetro de Material de Johson-Cook, Pa
B	Parâmetro de Material de Johson-Cook, Pa
C	Parâmetro de Material de Johson-Cook
$[C]$	Matriz de Amortecimento
D	Parâmetro de Material de Cowper-Symonds
e	Coefficiente de Restituição
E_C	Energia Cinética, J
F	Força de Reação, N
g	Gravidade, m/s^2
h	Altura de Queda, m
h_i	Altura Inicial, m
h_f	Altura Final, m
I_{xx}	Momento de Inércia de Massa em Relação ao Eixo X, kgm^2
K	Parâmetro de Material de Norton-Hoff
$[K]$	Matriz de Rigidez
l	Comprimento do Elemento, m
m	Parâmetro de Material de Johson-Cook
$[M]$	Matriz de Massa
M_I	Massa Impactada, kg
M_S	Massa Impactante, kg
n	Parâmetro de Material de Johson-Cook
p	Parâmetro de Material de Cowper-Symonds e de Norton-Hoff
q	Parâmetro de Material de Norton-Hoff
$\{R\}$	Vetor de Cargas
T_0	Temperatura Ambiente, K
T_f	Temperatura de Fusão do Material, K
$\{\ddot{U}\}$	Vetor de Aceleração Nodal
$\{\dot{U}\}$	Vetor de Velocidade Nodal
$\{U\}$	Vetor de Deslocamento Nodal

v_{ac}	Velocidade da Onda Acústica, m/s
V	Velocidade, m/s
V_i	Velocidade Inicial, m/s
V_f	Velocidade Final, m/s
V_{rel}	Velocidade Relativa Inicial, m/s
V_{relF}	Velocidade Relativa Final, m/s
$(X)_m$	Variável X do Modelo
$(X)_p$	Variável X do Protótipo

Símbolos Gregos

β	Fator de Escala de Comprimento e Deslocamento
β_A	Fator de Escala de Aceleração
β_E	Fator de Escala de Energia
β_ϵ	Fator de Escala de Deformação
$\beta_{\dot{\epsilon}}$	Fator de Escala de Taxa de Deformação
β_F	Fator de Escala de Força
β_G	Fator de Escala de Massa
β_t	Fator de Escala de Tempo
$\beta_{\sigma d}$	Fator de Escala de Tensão de Escoamento Dinâmica
$\beta_{\sigma o}$	Fator de Escala de Tensão de Escoamento Quasi-estático
β_V	Fator de Escala de Velocidade
β_X	Fator de Escala de Distorção Geométrica
δ_f	Deslocamento Final, J
δ_i	Deslocamento Inicial, J
Δt	Incremento de Tempo, s
ϵ	Deformação
$\dot{\epsilon}$	Taxa de Deformação, s^{-1}
$\dot{\epsilon}_0$	Taxa de Deformação de Referência, s^{-1}
π_i	Conjunto de adimensionais i
σ_o	Tensão de Escoamento Quasi-estática, Pa
σ_d	Tensão de Escoamento Dinâmica, Pa
$\sigma_{Verdadeira}$	Tensão Verdadeira, Pa
ω_x	Velocidade Angular, rad/s

1 INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos é evidente o crescimento da frota de ônibus e micro ônibus que circulam nas estradas. Conforme o Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores, 2019, entre os anos de 2008 e 2018 a frota destes veículos cresceu 28% atingindo o número de 386.417 veículos, porém a qualidade das estradas não acompanhou tal evolução. Somando esse fator com a falha mecânica, a imprudência de alguns motoristas e os erros humanos cria-se um cenário propício para que ocorram acidentes.

Conforme dados publicados pela Confederação Nacional de Transporte, 2019, o Brasil possui 1.720.700 km de rodovias, dos quais apenas 213.453 km são pavimentados, ou seja, 12,4% do total. Em pesquisa realizada em 2019, o mesmo órgão constatou que dos 108.863 km avaliados apenas 15.451 km possuíam pista dupla o equivalente a 13,5% e que 93.014 km possuíam pista simples de mão-dupla, correspondente a 86% do total pesquisado.

No que diz respeito à segurança dos passageiros, as encarroçadoras de ônibus devem desenvolver produtos que garantam as mais variadas aplicações de transporte. Para Sánchez, 2001, a segurança dos ocupantes, quando ocorre um impacto, é um item de extrema importância. Ele também menciona que para um veículo ser considerado seguro, deve prevenir o envolvimento em colisões e minimizar o grau das lesões quando se envolver em um acidente.

A estrutura de veículos tipo ônibus é composta, basicamente, por colunas de paredes finas e chapas de aço e são esses componentes que absorvem a maior quantidade de energia durante uma situação de impacto. O parâmetro que mede a capacidade da estrutura ou parte do veículo de absorver energia cinética resultante de um impacto, mantendo a integridade no espaço dos ocupantes, é chamado *crashworthiness*.

Segundo Meira Junior, 2010, quando uma estrutura está sob a ação de impacto, ela deve se deformar o necessário para manter o colapso sob controle enquanto uma quantidade suficiente de energia de impacto seja absorvida sem que ocorra penetração excessiva do espaço reservado aos ocupantes, preservando a integridade dos mesmos.

Nos dias atuais, não há dúvidas sobre a importância dos testes de impacto na segurança veicular. Esses testes podem ser realizados por meio de ensaios físicos e por

meio de técnicas computacionais, como o método dos elementos finitos (MEF). A grande contribuição do MEF é o fato de que permite alterações no projeto promovendo quantas simulações forem necessárias antes de se partir para o teste físico, dando uma previsão das respostas das mesmas. Mesmo com esse suporte, os testes físicos são exigidos em muitas normas de segurança veicular.

De acordo com Oshiro, 2010, podem-se realizar testes de impacto físico utilizando modelos escalonados, isto é, utilizando estruturas cujas dimensões foram aumentadas ou diminuídas de acordo com as leis da similaridade. Os modelos escalonados podem ser de muito valia em estruturas de grande porte como navios, aviões, trens e ônibus. Por outro lado, deve-se ter cuidado para garantir que as leis de similaridade sejam válidas para o problema estudado, e caso não seja, deve-se procurar estratégias para tratar as distorções que possam existir na vinculação entre o protótipo e o modelo.

Tendo em vista essa perspectiva, neste trabalho são utilizados os conceitos de similaridade completa e incompleta, para desenvolver uma metodologia que avalie a estrutura da carroceria de ônibus num cenário de impacto frontal.

1.1 Justificativa

Geralmente, em colisões nas quais participam ônibus ocorrem grandes deformações das estruturas dos veículos envolvidos, resultando em grandes tragédias. Segundo dados do Programa Volvo de Segurança no Trânsito, 2020, entre os anos de 2008 e 2019 houve 89.827 acidentes de trânsito envolvendo ônibus, somente em rodovias federais, resultando em 7.234 mortos, 17.403 feridos graves e um total de 293.102 pessoas envolvidas.

Conforme os dados da Polícia Rodoviária Federal, 2019, entre os anos de 2017 e 2018 o acidente de trânsito, envolvendo ônibus, mais perigoso é o de tombamento, onde após ocorrido o veículo apoia-se em sua lateral, frente ou traseira, mas sem girar sobre si mesmo. O tombamento de ônibus causa 1 morte a cada 12 acidentes. Outro tipo de acidente perigoso é a colisão frontal, o qual deixa no mínimo 1 ferido grave a cada 12 ocorridos. Na Tabela 1.1 são mostrados os números de acidentes conforme sua grandeza.

Tabela 1.1 – Números de acidentes conforme sua natureza. [Fonte: Polícia Rodoviária Federal, 2019]

	Acidentes	%	Mortos	Feridos Graves
Capotamento	139	1,4	2	6
Colisão Frontal	2143	22,3	49	176
Colisão Lateral	1754	18,2	8	36
Colisão Transversal	1002	10,4	3	28
Colisão Traseira	3879	40,3	27	125
Tombamento	709	7,4	60	102

Reis, 2017, diz que uma forma de contribuir para reduzir os números mostrados na Tabela 1.1, é, além de conscientizar os motoristas a terem mais atenção enquanto dirigem, também investir em sistemas de proteção ativa e passiva. A proteção ativa é desenvolvida com o intuito de evitar acidentes, por exemplo o freio ABS (*anti-lock braking system*) e o sistema de suspensão ativa. A proteção passiva refere-se a equipamentos ou componentes que aumentam a proteção dos ocupantes dos veículos em caso de acidentes, por exemplo o *airbag* e absorvedores de impacto.

Uma outra maneira de contribuir para reduzir os números mostrados acima, é a construção de estradas adequadas que minimizem a manobra de ultrapassagem e que apresentem uma superfície de rodagem de boa qualidade.

Aumentar a capacidade de absorção de energia de uma estrutura sem ampliar excessivamente a massa é um grande desafio de engenharia. Nesse contexto a utilização de modelos em escala reduzida tem um papel fundamental, pois através da teoria de similaridade é possível adquirir informações sobre eventos de colisão realizando experimentos instrumentados. Tais experimentos são importantes para avaliar não só as deformações da região afetada próxima ao impacto, mas também o comportamento geral do ônibus nessas situações e contribuindo para reduzir o número de mortes.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver, através da teoria de similaridade, estratégias que permitem realizar ensaios de impacto em escala reduzida (modelos), visando representar o comportamento de situações de interesse em engenharia.

Como objetivos específicos propõem-se:

- Apresentar de forma detalhada o tratamento de quatro tipos de similaridade imperfeita como proposto por Oshiro e Alves, 2009, Oshiro, 2010 e Mazzariol, 2012. Tema abordado no Capítulo 4;
- Aplicar alguns dos tipos de similaridade imperfeita apresentadas no capítulo 4 no caso de uma junta metálica sujeita à impacto, onde resultados experimentais do protótipo tem sido realizados por Gao et al., 2018, e os modelos numéricos do protótipo e dos modelos utilizados foram desenvolvidos nesta dissertação. Tema abordado no Capítulo 5;
- Realizar o ensaio de impacto sobre uma viga bi-engastada, neste caso a distorção da lei constitutiva e geométrica são considerada. Os testes sobre o protótipo e o modelo assim como modelos numéricos foram desenvolvidos nesta dissertação. Tema abordado no Capítulo 6.
- Realizar a simulação numérica de um ensaio de impacto da frente de um ônibus, considerando o protótipo e um modelo. Tema abordado no Capítulo 7.

1.3 Organização do Trabalho

Após a presente introdução o trabalho se encontra organizado da seguinte forma:

O Capítulo 2 trata dos conceitos e conteúdos teóricos necessários que dão embasamento para a metodologia utilizada nos capítulos seguintes.

O Capítulo 3 apresenta uma revisão bibliográfica sobre similaridade, destacando aplicações e trabalhos realizados por diversos autores na área.

No Capítulo 4 são apresentadas as leis de similaridade aplicadas a problemas de impacto, onde são descritas a compatibilidade dos fatores de escala aplicados em quatro tipos de distorções que podem aparecer neste tipo de problemas.

No Capítulo 5 é analisado o caso de uma junta metálica tipo “T”, os resultados experimentais da estrutura considerada como protótipo foram publicados originalmente por Gao et al., 2018. Modelos numéricos do protótipo e de modelos que consideraram diversos tipos de distorções são apresentados.

No Capítulo 6 avaliou-se um tubo retangular metálico bi-engastado, realizando o ensaio tanto do protótipo como do modelo assim como as simulações do protótipo e do modelo considerando diversos tipo de distorções das leis de similaridade.

No Capítulo 7 é realizado o ensaio do pêndulo contra um ônibus e esse teste é representado de forma escalonada. Simulações numérica do protótipo e de modelos com diversos tipos de distorções são testados para verificar a eficiência das lei de escalonamento propostas.

No Capítulo 8 são apresentadas as conclusões do presente trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Variáveis e Características do Impacto Estrutural

Segundo Jones, 2012, o impacto estrutural diz respeito ao comportamento de estruturas e componentes submetidos a cargas dinâmicas, de impacto e explosivas que produzem deformações inelásticas e é de interesse para cálculos de segurança e avaliações de sistemas de absorção de energia em diversas estruturas. As velocidades de impacto podem ser baixas e dar origem a uma resposta quase-estática, ou, podem ser suficientemente elevadas fazendo com que as propriedades do material do componente impactado mudem significativamente.

Stronge, 2000, diz que um impacto ou colisão entre dois corpos pode ser classificado como perfeitamente ou parcialmente elástico e também como perfeitamente plástica. As colisões elásticas são caracterizadas por deformações temporárias, nesse caso antes e depois da colisão a energia é igual, havendo assim, conservação da energia. No caso das colisões plásticas, também chamadas de inelásticas, ocorrem deformações permanentes nos corpos, nesse caso não há conservação de energia, pois parte da energia cinética é convertida em energia de deformação.

No caso específico de colisões veiculares, volta-se o estudo para colisões perfeitamente plásticas e elasto-plásticas. De acordo com Rao et al., 2016, a duração de um impacto acontece num intervalo de tempo muito pequeno, da ordem no qual a onda elástica percorre a região onde se produz o impacto. Os autores também mostram que através da teoria da conservação da quantidade de movimento é possível calcular a quantidade de energia dissipada (Equação 2.1) durante uma colisão, onde a mesma é dada como a diferença da energia cinética do sistema antes e depois da colisão.

$$E_C = \frac{M_S M_I}{M_S - M_I} \frac{(1 - e^2)}{2} v_{rel}^2 \quad (2.1)$$

onde M_S representa a massa impactante, M_I a massa impactada, v_{rel} a velocidade relativa entre os dois veículos antes do impacto e e é o coeficiente de restituição, definido como a razão das velocidades relativas após o impacto e antes do impacto (v_{relF} / v_{rel}).

O coeficiente de restituição, também chamado de lei do impacto de Newton, é definido como $e = 0$ para colisões perfeitamente plásticas, $e = 1$ para colisões perfeitamente elásticas e $0 < e < 1$ para colisões elasto-plásticas. Analogamente a energia dissipada é

máxima quando $e = 0$ e é zero quando $e = 1$ [Szuladzinski, 2009].

Para Sánchez, 2001, quando ocorre uma colisão, o comportamento estrutural de um veículo é analisado através do parâmetro denominado *crashworthiness*, onde o mesmo representa a capacidade ou habilidade da estrutura absorver energia cinética durante um evento de impacto e ainda manter a integridade no espaço dos ocupantes.

A absorção de energia pode ser feita por componentes absorvedores deformáveis onde Alghamdi, 2001, diz que esses componentes são capazes de transformar energia cinética em energia de deformação. Essa energia pode ser calculada pela Equação 2.2, [Rao et al., 2016].

$$E_C = \int_{\delta_i}^{\delta_f} F d\delta \quad (2.2)$$

onde E_C representa a energia cinética absorvida (J), F a força atuante (N), $d\delta$ a variação do deslocamento (m) e δ_i e δ_f são o deslocamento inicial e final respectivamente.

De acordo com Du Bois et al., 2004, *crashworthiness* se refere uma medida da eficiência do veículo em deformar plasticamente e ainda assim manter um espaço físico residual de sobrevivência para os ocupantes. O autor também menciona que a estrutura absorvedora de impacto deve ser rígida o suficiente para absorver uma quantidade satisfatória de energia, mas flexível suficiente para manter baixos os níveis de desaceleração, ser deformável em uma região programada, impedir invasão do espaço residual, proteger dianteira e traseira do veículo em casos de impacto frontal e traseiro e ser adaptável para diferentes tipos de chassis e carrocerias.

2.2 Tubos de Paredes Fina: Formas de Colapso

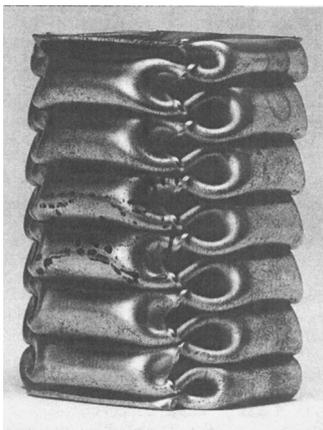
Embora haja uma variedade de modos de deformação através do qual tubos metálicos de paredes finas podem dissipar energia plástica, os mais comuns serão examinados aqui.

2.2.1 Colapso por Compressão

O colapso por compressão é um dos modos de deformação de tubo que mais se manifestam nos cenários de impacto, uma vez que fornece uma força de esmagamento constante. Além disso, possui capacidade de absorção de energia comparativamente alta,

pois sob carga axial quase todo o material participa da absorção de energia pelo trabalho plástico. Os tubos de paredes finas mais usados para absorção de energia por compressão são os de seção transversal circular, quadrada ou retangular.

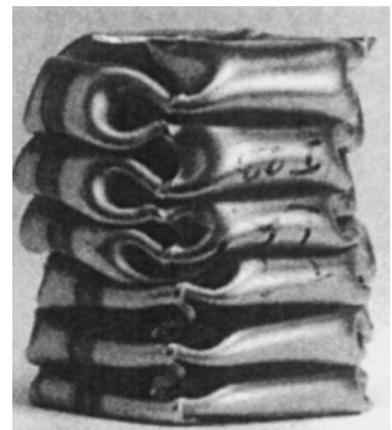
Quando um tubo quadrado de paredes finas é axialmente amassado, ele colapsa em um modo simétrico ou não simétrico, dependendo da proporção da largura média da lateral (C), e da dimensão média da espessura (H). Na Figura 2.1 são apresentados os modos de colapso por compressão para tubos quadrados. O modo de esmagamento simétrico (progressivo), (Figura 2.1a) ocorre para tubos quadrados de parede fina com aproximadamente $C/H > 40,8$. Para tubos quadrados grossos com aproximadamente $C/H < 7,58$, um modo de flambagem extensional pode ocorrer, (Figura 2.1b). Para $7,5 \leq C/H \leq 40,8$, ocorre um modo de flambagem progressiva mista tipo B assimétrica, (Figura 2.1c). No entanto, a diferença entre as forças de esmagamento teóricas associadas a um modo simétrico e um modo B assimétrico é pequena, de tal modo que pode ocorrer em um espécime de tubo quadrado que tem pequenas imperfeições [Jones, 2012].



(a) Modo de esmagamento simétrico.



(b) Modo de flambagem extensional



(c) Modo de flambagem progressiva

Figura 2.1 – Modos de esmagamento de tubos quadrados. [Jones, 2012]

2.2.2 Colapso por Flexão

Percebendo que o dobramento progressivo axial de tubos de paredes finas raramente atua sozinho em eventos de colisão de veículos, os pesquisadores recentemente voltaram sua atenção para o modo de colapso à flexão de membros com paredes finas. Sua motivação tem sido a observação de que este é o modo de falha predominante dos

membros estruturais em colisões de veículos. Tombamento de ônibus é um exemplo onde os tubos de paredes finas que compõem a estrutura da lateral estão sujeitos ao comportamento de colapso por flexão.

A absorção de energia associada da estrutura é localizada em rótulas plásticas. Na Figura 2.2, Nagel, 2005, mostra o comparativo de ensaio experimental e de análise numérica de uma rótula plástica típica formada durante o colapso por flexão de um tubo retangular que foi fixado em sua base. O autor diz que o mecanismo de flexão envolve primeiramente o abaulamento das paredes laterais do tubo seguido pelo desenvolvimento do mecanismo de colapso com linhas de articulação em movimento. Essas linhas de articulação definem o crescimento das dobras de formação para dentro e para fora. À medida que o ângulo de rotação do tubo aumenta, as linhas de articulação em movimento eventualmente param e desenvolvem-se linhas adicionais de articulação. O mecanismo de dobragem para quando ocorre o bloqueio entre as duas metades da flange de compressão.

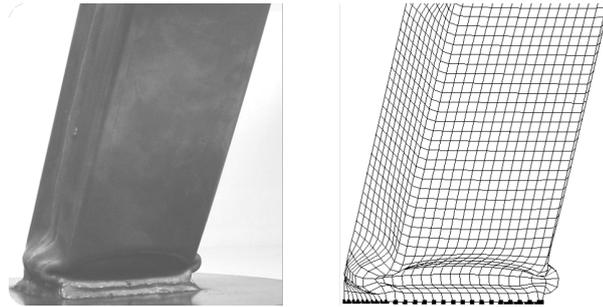


Figura 2.2 – Formação de rótula plástica em tubo retangular [Nagel, 2005].

O primeiro tratamento teórico do problema de colapso por flexão foi estudado por Kecman, 1983, validado usando testes experimentais, foi desenvolvido um modelo teórico que relacionou o momento da rótula com o ângulo de rotação para o colapso por flexão de tubos de seção retangular e quadrada. Chen, 2001, realizou testes e simulações sobre o colapso por flexão de perfis de alumínio (Figura 2.3). Descobriu-se que a introdução do enchimento com espuma melhora a rigidez e, conseqüentemente, a absorção de energia da coluna em 30 a 40% em relação aos elementos não preenchidos, quando dobrados sobre distâncias usualmente encontradas em colisões de veículos.

2.2.3 Colapso Combinado por Flexão e Compressão

Em colapso de veículos os tipos de solicitações aos quais estão sujeitos os perfis de parede fina são combinados. Usualmente a carga atua em um ângulo em relação ao

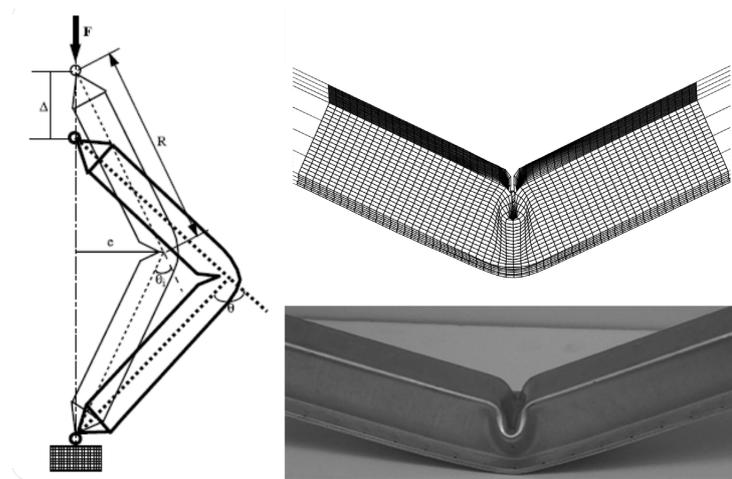


Figura 2.3 – Ensaio de flexão de perfis de alumínio [Chen, 2001].

eixo longitudinal do tubo de parede fina, fazendo com que o tubo se deforme através de uma combinação dos modos de colapso axial e de flexão global. Por isso é importante entender como os tubos de parede fina respondem e absorvem energia sob modo de colapso combinado.

Vários estudos recentes foram conduzidos em tubos quadrados e circulares sob colapso combinado. Han e Park, 1999, realizaram investigações numéricas sobre o carregamento oblíquo de colunas quadradas de aço doce. Eles consideraram condições de carga oblíqua, impactando axialmente uma coluna em uma parede rígida inclinada. O contato entre a coluna e a parede foi assumido sem atrito. Os resultados mostraram que existe um ângulo crítico no qual ocorre uma transição do modo de colapso axial para o modo de colapso por flexão. Além disso, houve uma significativa redução da carga média associada a esta transição. Na Figura 2.4 são mostrados alguns resultados desse estudo.

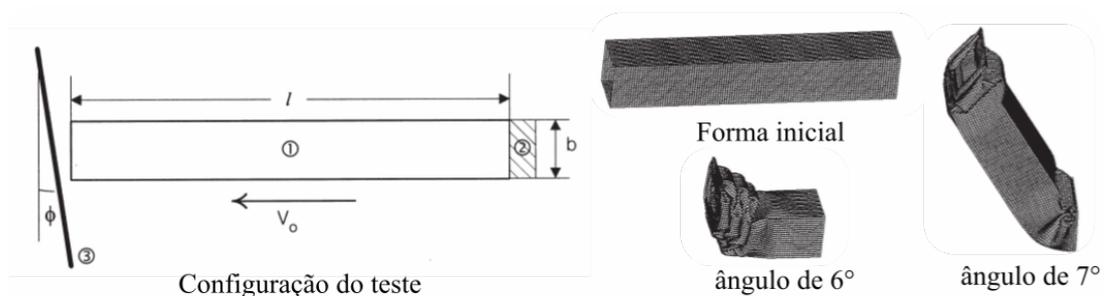


Figura 2.4 – Ensaio carregamento oblíquo [Han e Park, 1999].

A resposta de esmagamento de colunas quadradas de paredes finas submetidas

a cargas de flexão e compressão combinadas foi estudada usando métodos numéricos e teóricos por Kim e Wierzbicki, 2001. Ambos os métodos se comparam bem, enquanto os resultados do estudo podem ser aplicados ao desenvolvimento de ferramentas simplificadas de projeto orientadas a falhas.

Reyes et al., 2002, examinaram a resposta de carga oblíqua de tubos quadrados de alumínio usando técnicas experimentais e numéricas. Os testes foram realizados fixando as colunas em uma extremidade e as condições de carregamento oblíquas foram alcançadas pela aplicação de uma carga quase estática em ângulos diferentes da linha neutra da coluna. Um modelo numérico validado foi utilizado para realizar um estudo fatorial de impacto oblíquo com variações em parâmetros como ângulo de carga, comprimento da coluna, espessura, tratamento térmico da liga e velocidade de impacto. O parâmetro de resposta foi a carga média, enquanto a faixa de velocidade foi de 5 a 15 m/s. Os estudos mostraram que a carga de esmagamento de pico quase-estático caiu drasticamente sobre a faixa de ângulo de carga considerada, ou seja, quando a flexão foi introduzida na coluna. A carga média também diminuiu com o aumento do ângulo de carga. A análise fatorial mostrou que a espessura foi o parâmetro de entrada dominante, e seu efeito aumentou com o aumento do ângulo de carga.

Da mesma maneira, tubos de alumínio vazios e cheios de espuma [Borvik et al., 2003] e quadrados [Reyes et al., 2004], foram estudados sob carga quase-estática axial e oblíqua. Os resultados mostraram que a redução relativa no pico de força e energia de absorção é maior para colunas cheias de espuma do que para as vazias.

2.3 Influência da Taxa de Deformação nos Materiais

A taxa de deformação influencia o comportamento do material, e a esse fenômeno é dado o nome de viscoplasticidade [Jones, 2012]. Segundo Meira Junior, 2010, o aço com baixo teor de carbono é altamente sensível a razão de deformação. Essa influência manifesta-se na forma de um efeito de aumento de resistência na estrutura, o que talvez sugira que esse fenômeno seja benéfico, uma vez que fornece um fator de segurança adicional para estrutura. Porém, em estruturas absorvedores de impacto, pode-se originar esforços inaceitáveis para o corpo humano em razão desse aumento de resistência do material. A sensibilidade à taxa de deformação é um efeito do material e independente da geometria da estrutura.

Várias equações constitutivas para a sensibilidade à taxa de deformação do comportamento dos materiais tem sido proposto na literatura, nesse trabalho serão destacados apenas três:

a) **Modelo de Cowper-Symonds:** Nesse modelo mostrado por Cowper e Symonds (1957) apud Jones, 2012, a equação constitutiva é dada pela Equação 2.3,

$$\dot{\varepsilon} = D \left(\frac{\sigma_d}{\sigma_o} - 1 \right)^p, \quad (2.3)$$

onde $\sigma_d \geq \sigma_o$, σ_d é a tensão dinâmica para uma taxa de deformação plástica $\dot{\varepsilon}$, σ_o é a tensão estática associada, D e p são constantes específicas para cada material.

A Equação 2.3 ainda pode ser reescrita conforme mostrado na Equação 2.4,

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_o} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (2.4)$$

onde segundo Jones, 2012, com $D = 40,4 \text{ s}^{-1}$ e $p = 5$ é possível produzir uma concordância com os dados experimentais para o aço com baixo teor de carbono.

b) **Modelo de Norton-Hoff:** Nesse modelo apresentado por Lemaitre e Chaboche, 1990, a equação constitutiva é dada pela Equação 2.5,

$$\sigma_{Verdadeira} = K \varepsilon^w \dot{\varepsilon}^q, \quad (2.5)$$

onde ε , é a deformação plástica verdadeira, $\dot{\varepsilon}$ é a taxa de deformação plástica, K , w e q são constantes específicas para cada material.

Esse modelo é bastante simples, visto que tanto a dependência do encruamento quanto a taxa de deformação são escritas na forma exponencial. Os valores de K , w e q são dependentes do material e da temperatura, onde $1/q$ assume valores da ordem de 2 para materiais muito viscosos até 100 para materiais pouco sensíveis a taxa de deformação, $1/w$ varia entre 2 e 50 e K varia entre 100 e 1000 MPa para os metais.

c) **Modelo de Johson-Cook:** O modelo mostrado por Johson e Cook (1983) apud Alcobendas, 2009, reproduz o comportamento do material sujeito a grandes deformações, altas temperaturas e altas velocidades de deformação. Este modelo

leva em consideração condições mais relevantes para o estudo que são as propriedades de elasticidade, plasticidade, viscosidade e térmica, daí o nome que é tecnicamente dado a este tipo de equações: termo-visco-plástico. A equação constitutiva é dada pela Equação 2.6,

$$\sigma(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T) = (A + B \cdot \varepsilon^n) \cdot (1 + C \cdot \ln(\dot{\varepsilon}/\dot{\varepsilon}_0)) \cdot (1 - (T - T_0/T_f - T_0)^m), \quad (2.6)$$

sendo ε a deformação plástica efetiva, $\dot{\varepsilon}$ a velocidade de deformação plástica efetiva, $\dot{\varepsilon}_0$ a velocidade de deformação de referência, T_f a temperatura de fusão do material, T_0 a temperatura ambiente, A é o limite elástico a uma temperatura ambiente em condições de baixa velocidade de deformação, B e n são constante de efeito de endurecimento, C e m representam a sensibilidade do material a uma velocidade de deformação a uma temperatura dada.

Nesse trabalho usaremos apenas os dois primeiros modelos constitutivos aqui citados.

2.4 Teste de Impacto em Componentes - Drop Weight Test

De acordo com Rao et al., 2016, o teste de impacto de queda de peso (*Drop Weight Test* - DWT), tem como objetivo principal gerar uma carga de impacto em um componente. A configuração experimental do teste DWT é mostrada na Figura 2.5.

A amostra é fixada em cima de uma base rígida e então um bloco impactador é elevado a uma determinada altura e depois liberado. A velocidade de impacto que pode ser gerada pela bloco impactante depende da altura de queda (h) em relação a amostra. Se o atrito ao longo da queda do bloco for insignificante, a velocidade (V) é dada pela Equação 2.7,

$$V = \sqrt{2gh} \quad (2.7)$$

onde g representa a aceleração da gravidade.

Assim a velocidade é limitada pela altura de queda do bloco impactante. Entretanto, a faixa de velocidade de impacto gerada no teste atende aos critérios de impacto de baixa velocidade podendo gerar taxas de deformação desde 1 a 100 s^{-1} .

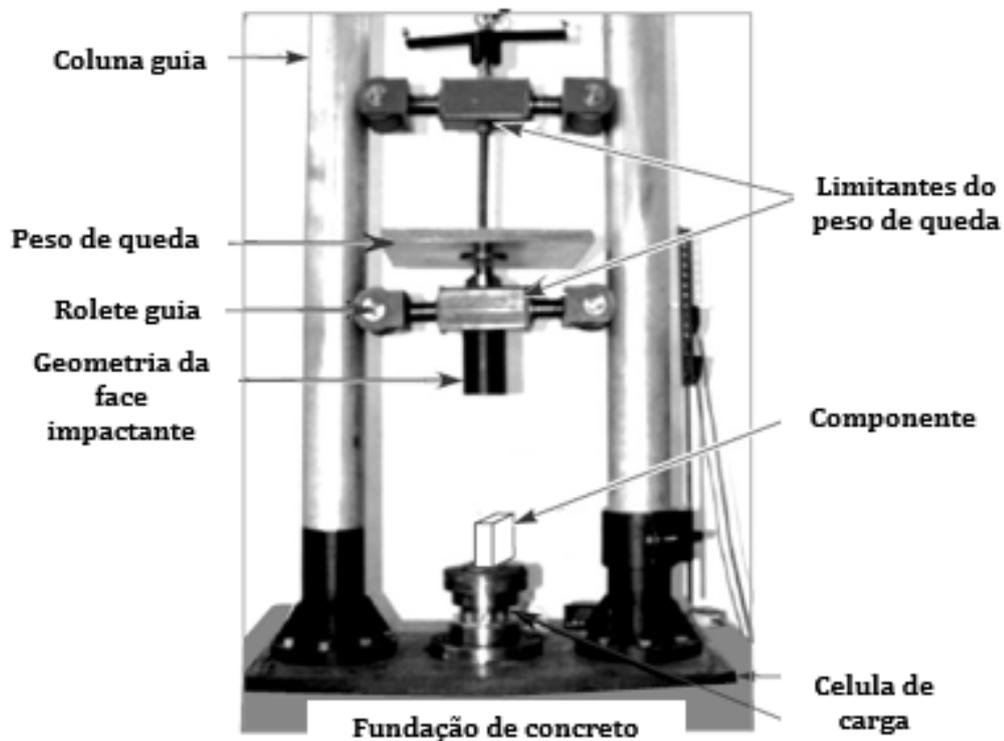


Figura 2.5 – Equipamento para o teste DWT [Gunawan et al., 2011].

A energia cinética do bloco impactante pode ser avaliado no teste DWT e é dado pela Equação 2.8,

$$E_C = \frac{1}{2} M_S V^2 \quad (2.8)$$

onde M_S é a massa do bloco impactante e V é a velocidade de impacto.

2.5 Teste de Impacto Frontal em Estruturas de Ônibus – Crash Test

Atualmente as empresas fabricantes de ônibus devem cumprir normas e exigências quanto à segurança dos passageiros de transporte coletivo. Estas determinam valores mínimos de segurança, procedimentos e métodos de ensaios que devem ser adotados.

A CONTRAN, 2016, estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros para o mercado brasileiro.

No anexo II da resolução N° 629 do CONTRAN, 2016, é estabelecido o teste de resistência ao impacto frontal, o mesmo consiste em elevar uma massa em sua trajetória normal de pêndulo a uma altura de 2000 mm acima do ponto de impacto, deixando-a

cair livremente impactando perpendicularmente à fase frontal do veículo. O ensaio deve ser composto por um pêndulo de dimensões 700 mm x 700 mm, com massa de 1000 kg e seu corpo deve estar firmemente ligado a duas barras rígidas com comprimento, desde o ponto de articulação até o seu centro de massa, entre 4500 e 5000 mm (h).

O pêndulo deve impactar em duas regiões da estrutura frontal do veículo, sendo uma centralizada com o assento do motorista, a uma altura de 200 mm do centro geométrico do pêndulo até a linha do assoalho, e de maneira similar, o pêndulo deve impactar no lado oposto da estrutura. Na Figura 2.6 é mostrado um desenho esquemático do ensaio do pêndulo, onde (a) representa a trajetória do pêndulo, (b) a posição do pêndulo antes do momento do impacto contra a estrutura, (c) uma vista lateral do momento do impacto do pêndulo na estrutura e (d) uma vista frontal do momento do impacto do pêndulo na estrutura.

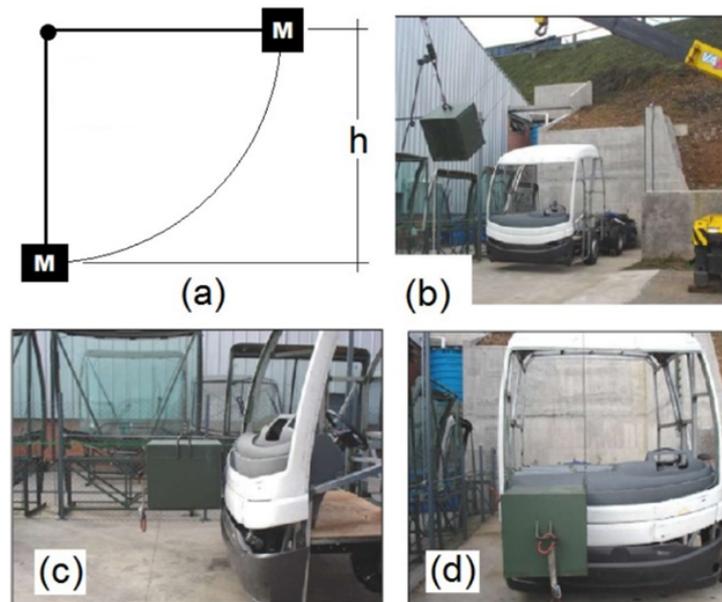


Figura 2.6 – Teste do pêndulo [Meira Junior et al., 2016].

Para ser considerado aprovado, após efetuados os dois impactos, nenhum ponto da estrutura veicular em ensaio poderá sofrer deslocamento longitudinal permanente superior a 200 mm.

A velocidade do pêndulo no momento do impacto é determinada através de um balanço de energia através da Equação 2.9,

$$M_S g h_i = \frac{M_S V_f^2}{2} \quad (2.9)$$

onde M_S é igual a massa do pêndulo, g é a aceleração da gravidade, h_i é a altura inicial do pêndulo, V_f é a velocidade final do pêndulo.

A comunidade europeia e alguns países adotaram regulamentos comuns baseados na diretiva UNECE-R29 relativos à segurança dos ocupantes de veículos em colisão frontal. O regulamento UNECE-R29, 2007, não considera a medição de danos para a avaliação da segurança, mas considera o espaço de sobrevivência como um critério muito importante para a garantia da integridade do ocupante da cabine.

De acordo com o anexo I da regulamentação UNECE-R29, 2007, em veículos com peso maior que 7,5 toneladas, no ensaio do pêndulo deve ser aplicada uma energia de impacto de 55 kJ, além disso, o pêndulo deve ter uma superfície de contato com a estrutura do veículo de 2500 mm x 800 mm e, também deve ser fabricado de aço com uma massa distribuída de pelo menos 1500 kg.

O pêndulo deve ser suspenso por dois suportes fixos com uma distância entre ambos de 1000 mm e a 3500 mm do eixo de rotação ao centro geométrico do pêndulo. A superfície de impacto deve estar em contato com a parte mais saliente do veículo e a posição do centro de gravidade do pêndulo deve ser 50 mm abaixo do ponto H do banco do motorista como mostra a Figura 2.7.

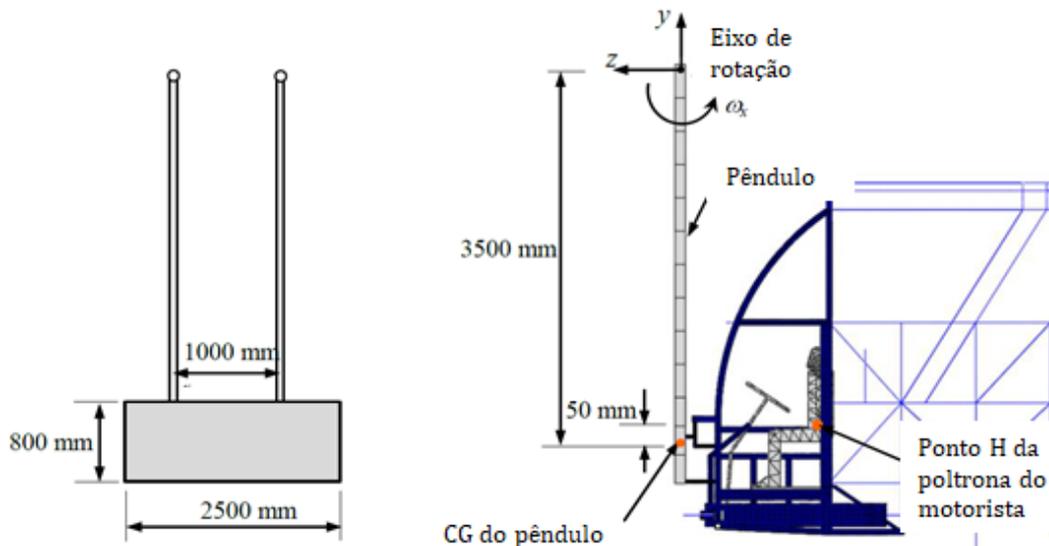


Figura 2.7 – Teste do pêndulo UNECE-R29 [Jongpradist et al., 2015].

A velocidade angular de impacto (ω_x) é calculada aplicando a energia de impacto E_C , como mostra a Equação 2.10,

$$E_C = \frac{1}{2} I_{xx} \omega_x \quad (2.10)$$

onde I_{xx} é igual ao momento de inércia de massa do pêndulo em relação ao eixo x e E_C é a energia de impacto de 55 kJ.

Para ser considerado aprovado e garantir o espaço de sobrevivência do condutor do veículo, nenhum componente estrutural do veículo pode estar em contato com o manequim, mostrado na Figura 2.8, que representa o condutor do veículo. Para auxiliar utiliza-se as dimensões C1, C2, C3 e o ângulo θ como referências para medir o espaço de sobrevivência.

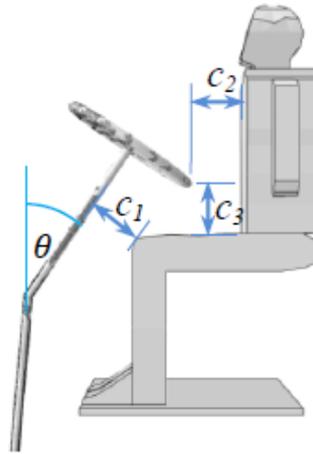


Figura 2.8 – Espaço de sobrevivência [Jongpradist et al., 2015].

2.6 Métodos de Elementos Finitos Aplicados a Problemas de Impacto

2.6.1 Diferenças Entre Análises de Elementos Finitos Linear e Não Linear

Conforme Reddy, 2004, existem basicamente dois tipos de análise de elementos finitos: linear e não linear. As duas principais diferenças entre elas podem ser resumidas como:

- Na análise de elementos finitos linear, os deslocamentos são considerados infinitesimalmente pequenos, na análise de elementos finitos não linear envolve grandes deslocamentos.
- Na análise linear de elementos finitos, assume-se que o comportamento do material seja linearmente elástico, enquanto na análise de elementos finitos não linear, o

material excede o limite elástico e / ou seu comportamento na região elástica não é necessariamente linear.

Para Belytschko et al., 2013, problemas lineares de elementos finitos são consideravelmente fáceis de resolver a um baixo custo computacional em comparação com problemas de elementos finitos não-lineares. Além disso, diferentes casos de carga e condições de contorno podem ser escalonados e sobrepostos em análises lineares que não são aplicáveis à análise de elementos finitos não-linear.

Essa idealização pode ser razoavelmente satisfatória em alguns casos, mas, para casos especiais, a modelagem de elementos finitos não linear é a única opção, como nas simulações de *Crashworthiness*. As principais características distintas do método de elementos finitos não-linear podem ser resumidas da seguinte forma:

- O princípio da superposição não pode ser aplicado.
- A carga é analisada um caso de cada vez.
- A resposta depende do histórico de carga.
- O estado inicial do sistema é importante.

2.6.1.1 Fontes de Não-Linearidade

As fontes de não-linearidade podem ser divididas da seguinte forma, conforme Reddy, 2004:

Não linearidade geométrica; em que a mudança na geometria é levada em consideração no ajuste das relações de deslocamento-deformação.

Não linearidade do material; em que a resposta do material depende do estado de deformação atual e possivelmente do histórico de deformação passado.

Não linearidade da condição de contorno; em que a força aplicada e / ou deslocamento depende da deformação da estrutura.

2.6.2 Elementos Finitos Não Linear Aplicados em *Crashworthiness*

A simulação de acidentes com veículos é um dos problemas não lineares mais desafiadores no projeto mecânico, pois inclui todas as fontes de não-linearidade. A estrutura de um veículo consiste em várias partes com geometria complexa e é feita de materiais diferentes. Durante um evento de colisão, os componentes do veículo experimentam cargas de alto impacto, resultando em altas tensões. Uma vez que estas tensões excedam a carga de escoamento do material e / ou o limite crítico de flambagem, os componentes estruturais sofrem grande deformação e / ou flambagem elástica-plástica progressiva. Todo o processo ocorre dentro de curtos períodos de tempo. Como as soluções analíticas de forma fechada não estão disponíveis, usando a abordagem numérica, especialmente o método de elementos finitos não-linear torna-se inevitável. Atualmente o *software* LS-DYNA tem sido o mais utilizado para modelar problemas não-lineares, como problemas de colisão.

2.6.2.1 Equações de Movimento

Conforme Bathe, 2014, a equação de equilíbrio que governa a resposta dinâmica de um sistema de elementos finitos é dado pela Equação 2.11,

$$[M] \{\ddot{U}\} + [C] \{\dot{U}\} + [K] \{U\} = \{R\} \quad (2.11)$$

onde $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez respectivamente, $\{R\}$ é o vetor de cargas aplicadas externamente, $\{\ddot{U}\}$, $\{\dot{U}\}$ e $\{U\}$ são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento da montagem de elementos finitos.

A Equação 2.11 é um sistema de equações diferenciais ordinárias acopladas de segunda ordem no tempo. Assim, é chamado de semi-discretização de elementos finitos, porque embora os deslocamentos $\{U\}$ sejam funções discretas do espaço, eles ainda são funções contínuas do tempo. Deve-se notar que para problemas com não-linearidade de material e geometria como em problemas de resistência a impacto, a matriz de rigidez $\{K\}$ não é constante e, em vez disso, é uma função do deslocamento e conseqüentemente do tempo também.

2.6.2.2 Métodos de Integração Direta

Segundo Bathe, 2014, métodos de integração direta são usados para discretizar a Equação 2.11 no tempo, obtendo uma sequência de equações algébricas simultâneas. A abordagem é substituir as derivadas temporais nesta equação, isto é, $\{\ddot{U}\}$ e $\{\dot{U}\}$ por diferenças aproximadas de deslocamento $\{U\}$ em várias instâncias do tempo. Primeiro, a Equação 2.11 pode ser escrita em um instante específico de tempo como:

$$[M] \{\ddot{U}\}_n + [C] \{\dot{U}\}_n + [K] \{U\}_n = \{R\}_n \quad (2.12)$$

onde n denota o passo do tempo analisado e Δt o incremento de tempo utilizado. Existem dois métodos para resolver a Equação 2.12: implícito e explícito.

Método Implícito De acordo com Cook et al., 2001, no método implícito, $\{U\}$ é definido como:

$$\{U\}_{n+1} = f \left(\{\dot{U}\}_{n+1}, \{\ddot{U}\}_{n+1}, \{U\}_n, \dots \right) \quad (2.13)$$

Portanto, o método implícito requer conhecimento de derivadas de tempo de $\{U\}_{n+1}$, que são desconhecidas, com isso métodos iterativos dispendiosos devem ser usados. Cada iteração requer a solução de um sistema de equações envolvendo matrizes de massa, amortecimento e rigidez. Dependendo da complexidade do modelo, o número de equações pode ser elevado e o custo computacional elevado. O algoritmo implícito é incondicionalmente estável sob algumas condições, portanto, permite que grandes incrementos de tempo sejam usadas. Isso o torna adequado para problemas dinâmicos estruturais de longa duração e não para problemas de colisão com durações muito curtas, em que o método explícito deve ser usado.

Método Explícito: Segundo Cook et al., 2001, no método explícito, $\{U\}$ é definido como:

$$\{U\}_{n+1} = f \left(\{U\}_n, \{\dot{U}\}_n, \{\ddot{U}\}_n, \{U\}_{n-1}, \dots \right) \quad (2.14)$$

Assim, o método explícito requer conhecimento do histórico completo da informação que consiste em deslocamentos e suas derivadas temporais no tempo $n\Delta t$ e anterior para calcular os deslocamentos na etapa de tempo $n + 1$. O método explícito provou ser muito adequado para problemas dinâmicos transitórios não-lineares com durações muito

curtas de tempo, como problemas de colisão.

Método das Diferenças Centrais: O método das diferenças centrais é uma das técnicas de integração numérica e tem sido utilizado com sucesso com o método explícito para resolver as equações do movimento (Equação 2.12). Conforme Cook et al., 2001, o método das diferenças centrais aproxima a velocidade como:

$$\{\dot{U}\}_n = \frac{1}{2\Delta t} (\{U\}_{n+1} + \{U\}_{n-1}) \quad (2.15)$$

e aceleração como:

$$\{\ddot{U}\}_n = \frac{1}{\Delta t^2} (\{U\}_{n+1} - 2\{U\}_n + \{U\}_{n-1}) \quad (2.16)$$

As equações, mencionadas anteriormente, são obtidas usando a expansão da série de Taylor dos termos $\{U\}_{n+1}$ e $\{U\}_{n-1}$ sobre o $n\Delta t$ tempo como:

$$\{U\}_{n+1} = \{U\}_n + \Delta t \{\dot{U}\}_n + \frac{\Delta t^2}{2} \{\ddot{U}\}_n + \frac{\Delta t^3}{6} \{\ddot{\ddot{U}}\}_n + \dots \quad (2.17)$$

$$\{U\}_{n-1} = \{U\}_n - \Delta t \{\dot{U}\}_n + \frac{\Delta t^2}{2} \{\ddot{U}\}_n - \frac{\Delta t^3}{6} \{\ddot{\ddot{U}}\}_n + \dots \quad (2.18)$$

Substituindo as Equações 2.15 e 2.16 na Equação 2.12:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{\Delta t^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right] \{U\}_{n+1} = \\ & \{R\}_n - [K] \{U\}_n + \frac{1}{\Delta t^2} [M] (2\{U\}_n - \{U\}_{n-1}) + \frac{1}{2\Delta t} [C] \{U\}_{n-1} \end{aligned} \quad (2.19)$$

A Equação 2.19 é um sistema de equações algébricas lineares. Todas as informações no lado direito são conhecidas pelo passo de tempo n . Essa equação é condicionalmente estável, o que requer que o intervalo de tempo seja menor que o tempo necessário para a onda acústica se propagar através de um elemento. Se o Δt for muito grande, o método explícito falhará e, se for desnecessariamente pequeno, o cálculo ficará muito custoso. Δt é limitado pela condição de Courant, que pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta t \leq \frac{l}{v_{ac}} \quad (2.20)$$

onde l é o comprimento do elemento e v_{ac} é a velocidade da onda acústica através do material do elemento.

O método explícito é ideal para problemas de propagação de ondas, como em acidentes automobilísticos típicos. Por exemplo, a velocidade acústica em um aço doce é de $v_{ac} \approx 5000m/s$ e para um elemento com $l = 5mm$, o intervalo de tempo será de 1 micro segundo. Além disso, o método explícito pode ser facilmente implementado e é capaz de resolver grandes problemas com um mínimo de armazenamento computacional.

Hallquist, 2006, comenta que para problemas dinâmicos estruturais, em que as durações geralmente são longas, o método implícito é mais adequado. No LS-DYNA, o método das diferenças centrais, que é considerado explícito, é o utilizado para integrar as equações de movimento.

2.6.2.3 Aplicação de Esquemas de Integração e Resposta do Material

A aplicação de um tipo particular de esquema de integração e seus respectivos códigos numéricos chamados códigos implícitos e explícitos depende muito do tipo de evento de carregamento, resposta do material e taxa de deformação associada, como mostrado na Figura 2.9. É claramente visto nesta figura que o código de integração implícito é usado até uma taxa de deformação de 50 a $100 s^{-1}$, além da qual este código é computacionalmente mais caro e leva mais tempo. No entanto, o código de integração explícito é usado para toda a gama de problemas de impacto que envolvem taxas de deformação variando de 10^{-1} a $10^5 s^{-1}$ e acima.

A Figura 2.9 mostra que os eventos dinâmicos caem nas regiões de interesse para muitos casos. Embora as fontes do carregamento impulsivo possam diferir, a resposta das estruturas a esse tipo de carregamento é semelhante. O comportamento do material é caracterizado pelas propriedades físicas dos materiais e a duração do carregamento é representada pela taxa de deformação. Eventos dinâmicos, como colisão e impacto, são caracterizados por uma resposta transitória em termos de estados de tensão e de deformação. A duração do evento desempenha um papel significativo nesses processos. À medida que a duração do evento diminui (isto é, aumentando a taxa de deformação), a resposta do material diverge do comportamento quase-estático. Além disso, as forças inerciais se tornam significativas em taxas de deformação mais altas [Zukas, 1990].

A duração típica do impacto é da ordem de 0,1 segundo para eventos de acidente de carro, enquanto que milissegundos para impactos balísticos e microssegundos para impacto de meteoros. Com o aumento da velocidade de impacto, a resposta da estrutura

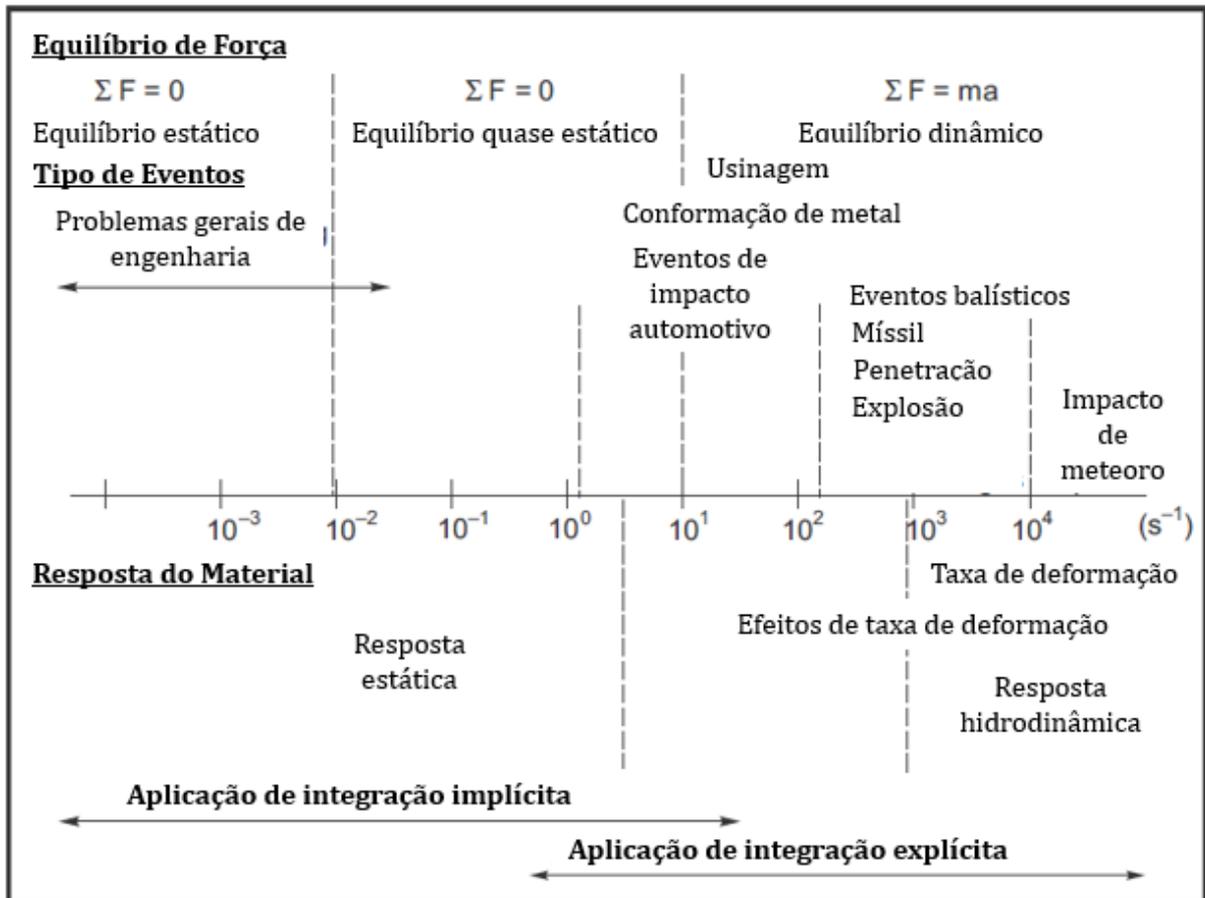


Figura 2.9 – Resposta do material, tipos de eventos e aplicação de esquemas de integração como uma função da taxa de deformação [Zukas, 1990].

torna-se local e depende fortemente da taxa de deformação. Em taxas de deformação ainda mais altas, a propagação de ondas de choque entra em ação. Após este ponto, o comportamento líquido (hidrodinâmico) é visto em sólido [Deniz, 2010]. O material sólido que sofre grande deformação se comporta localmente como um líquido a taxas de deformação aumentada (maior que 10^4 s^{-1}). Deve-se recordar a sensibilidade da taxa de deformação de diferentes materiais de engenharia discutidos na seção 2.3. Nesta discussão, vimos o efeito da sensibilidade da taxa de deformação como um aumento na resistência do material à medida que a taxa de deformação aumenta.

O comportamento do material dinâmico é diferente daquele da resposta quase estática. Com a diminuição da duração do evento, o material não tem tempo suficiente para reagir fisicamente para se deformar. Isso resulta em altas tensões locais e altas deformações locais no local do impacto, como mostrado na Figura 2.10.

Esta figura mostra a resposta local e global de uma barra engastada submetida a um

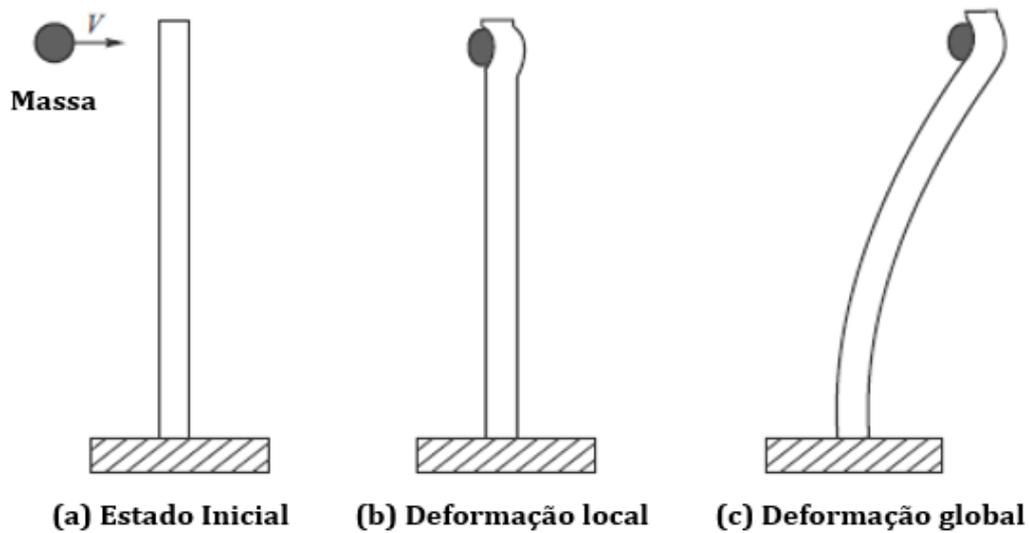


Figura 2.10 – Deformação local e global [Zukas, 2004].

impacto de projétil de alta velocidade em seu final. À medida que o tempo aumenta após um evento de impacto, a parte restante da estrutura começa a responder globalmente. Portanto, a resposta estrutural de curto prazo é local, ao passo que sua resposta em tempo longo é global. O método de integração explícito é capaz de captar essa resposta estrutural de curto prazo por meio de um número de etapas de tempo menores o suficiente para capturar o comportamento completo da estrutura sob um fenômeno de impacto. Isso ocorre principalmente porque ele usa solucionadores diretos para resolver o conjunto de equações em cada etapa de tempo e leva menos tempo computacional em comparação com os solucionadores implícitos.

2.6.2.4 Problemas de Contato

Em situações de colisões de veículos, forças de contato são desenvolvidas quando peças estruturais são esmagadas sob carga de impacto. Um algoritmo é necessário para lidar com a transmissão de forças entre as partes estruturais individuais através do contato. Existem três tipos de algoritmos de contato disponíveis no LS-DYNA [Hallquist, 2006]. Os algoritmos são: método de restrição cinemática, método de penalidade e método de parâmetro distribuído.

Método de restrição cinemática: De acordo com Hallquist, 2006, esse método também é chamado de método de restrição nodal. Neste método, as restrições são impos-

tas às equações globais por uma transformação dos componentes de deslocamento nodal dos nós escravos ao longo da interface de contato. Essa transformação tem o efeito de eliminar o grau normal de liberdade dos nós. Para preservar a eficiência da integração explícita de tempo, a massa é agrupada na medida em que apenas os graus globais de liberdade de cada nó mestre são acoplados. As condições de impacto e liberação são impostas para garantir a conservação do momento. Os problemas surgem com este método quando a malha da superfície principal é mais fina do que a malha da superfície escrava, como mostrado em duas dimensões na Figura 2.11. Os nós da superfície deslizante mestre designada com um "x" são tratados como nós de superfície livre no método de restrição nodal.

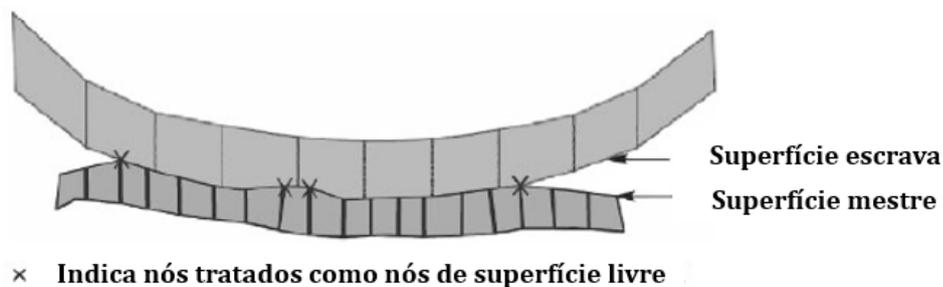


Figura 2.11 – Método de restrição cinemática [Hallquist, 2006].

Nesse caso, certos nós mestres podem penetrar na superfície escrava sem resistência e criar uma torção na linha de deslizamento. Tais torções são relativamente comuns com esta formulação e quando as pressões de interface são altas, estas torções na linha de deslizamento ocorrem se um ou mais pontos de quadratura são usados na integração do elemento.

Método de penalidade: Segundo Hallquist, 2006, o método de penalidade consiste em colocar molas de interface normais entre todos os nós penetrantes e a superfície de contato. O momento é exatamente conservado sem a necessidade de impor condições de impacto e liberação. Além disso, o tratamento especial de interfaces de interseção não é necessário e, assim, simplifica a implementação em códigos. Três implementações do algoritmo de penalidade são geralmente adotadas:

1. Formulação de penalidade padrão, em que a rigidez da interface é escolhida para ser aproximadamente da mesma ordem de grandeza que a rigidez do elemento de interface normal à interface. Como resultado, o tamanho do passo de tempo computado

não é afetado pela existência das interfaces. No entanto, se a pressão da interface se tornar grande, poderá ocorrer penetração inaceitável.

2. Formulação de penalidade de restrição suave, que trata o contato entre corpos com propriedades de material dissimilares (por exemplo, espuma de aço). O cálculo de rigidez e sua atualização durante a simulação diferem da formulação de penalidade padrão.

3. Formulação de penalidade baseada em segmento, que usa uma abordagem de segmento mestre de segmento escravo em vez de uma abordagem tradicional de segmento mestre-nó escravo.

Método de parâmetro distribuído: Para Hallquist, 2006, neste método, metade da massa do elemento escravo de cada elemento em contato é distribuída para a área de superfície mestre coberta. Além disso, a tensão interna em cada elemento determina uma distribuição de pressão para a área de superfície principal que recebe a massa. Depois de concluir essa distribuição de massa e pressão, a aceleração da superfície mestre é atualizada. Posteriormente, as restrições são impostas às acelerações e velocidades dos nós escravos para garantir seu movimento ao longo da superfície mestre. A penetração de nós escravos geralmente não é permitida em sua implementação em códigos.

Contato Automático de Superfície para Superfície: Hallquist, 2006, diz que definições de contato automáticas são comumente usadas. Nesta abordagem, as superfícies escrava e mestre são geradas internamente a partir da identificação da peça fornecida para cada superfície. Por exemplo, em modelos de colisão automotiva, o veículo inteiro é geralmente incluído em uma única definição de contato de superfície, na qual todos os nós e elementos podem interagir dentro da interface. As formulações de contato automático são recomendadas para simulações mais explícitas. O contato automático de superfície a superfície pode lidar com situações como borda de casca a superfície e viga a superfície de casca. Os algoritmos de busca de contatos empregados por contatos automáticos são adequados para manipular malhas disjuntas. No caso de elementos de casca, os tipos de contato automático determinam as superfícies de contato projetando-se normalmente a partir do plano médio da casca, a uma distância igual a metade da “espessura de contato”. Além disso, na borda exterior de uma superfície de casca, a superfície de contato envolve a borda da casca com um raio igual a metade da espessura de contato, formando assim uma superfície de contato contínua.

2.6.2.5 Atrito

O atrito entre interfaces deslizantes na maioria dos códigos de elementos finitos é baseado em uma formulação de Coulomb. O algoritmo de atrito usa o equivalente a uma mola elástica-plástica. A tensão de cisalhamento da interface que se desenvolve como resultado do atrito de Coulomb pode ser muito grande e, em alguns casos, pode exceder a capacidade do material de suportar essa tensão. A definição adequada dos coeficientes de atrito estático e de deslizamento, dependendo do tipo de materiais de contato e suas condições de superfície, é essencial para incluir seu efeito nos cálculos.

2.6.2.6 Elementos de casca

De acordo com Hallquist, 2006, a maioria das peças estruturais do veículo são estruturas de placa fina que são modeladas usando elementos de casca. Na análise de colisão, o dobramento ou flambagem de elementos geralmente ocorrem, portanto, o tipo de elemento escolhido deve ser adequado na definição para resistir e aproveitar essas condições.

Para elementos de casca, um tipo de elemento quadrilateral com quantidade suficiente de pontos de integração no elemento e através da espessura é considerado eficiente ao simular uma falha. A escolha da quantidade de pontos de integração em um elemento é considerada parte da formulação do elemento.

Existem algumas formulações de elementos bem usadas no LS-DYNA quando as simulações são realizadas com elementos de casca quadrilaterais. Uma das formulações recomendadas é a formulação *Belytschko-Lin-Tsay*, denominada "ELFORM = 2", que fornece um ponto de integração na superfície do elemento. Outra formulação de elemento é a formulação de casca totalmente integrada, denotada como "ELFORM = 16", que fornece quatro pontos de integração na superfície do elemento, como mostra a Figura 2.12.

A quantidade de pontos de integração na superfície pode fornecer resultados diferentes em uma simulação de falha. Quatro pontos de integração na superfície do elemento na maioria dos casos fornecem uma flambagem de superfície mais precisa durante simulações de colisão quando comparados com a formulação de um ponto de integração. No entanto, mais pontos de integração na superfície de um elemento podem facilitar a deformação do elemento.

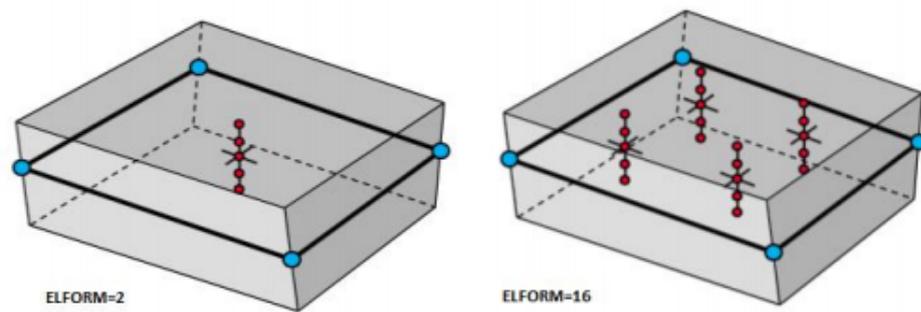


Figura 2.12 – Formulação para elementos de casca [Hallquist, 2006].

O número de pontos de integração (NIP) através da espessura é uma variável importante. Para obter uma boa aproximação do comportamento do material durante a deformação não linear, recomenda-se uma quantidade maior de pontos de integração. É importante observar que um número maior de resultados do NIP é mais demorado, mas produz resultados teoricamente mais corretos.

Durante uma análise de colisão, é comum ter pelo menos cinco pontos de integração. As formulações dos elementos dependem ainda mais da construção do elemento, onde a assimetria do elemento, a deformação e o desvio angular são definidos em relação aos valores recomendados. Criar uma malha com elementos pobres pode resultar em resultados de simulação indesejados. Outra parte da formulação do elemento é a definição da orientação do elemento. Isso é feito definindo primeiro a orientação do elemento em relação ao sistema de coordenadas global. Ao fazer isso, um vetor normal de um elemento é definido. O objetivo de definir o elemento normal é manter o controle dos NIPs e simplesmente acompanhar qual lado é superior ou inferior, esquerdo ou direito.

2.6.2.7 Hourglass

De acordo com Hallquist, 2006, *hourglass* é essencialmente um modo de deformação alterado de uma malha de elementos finitos, resultante da excitação de graus de liberdade de energia zero. Ele geralmente se manifesta modificando a forma dos elementos como uma mistura de retalhos em zig-zag ou ampulheta, onde elementos individuais são severamente deformados, enquanto a seção geral da malha não é deformada.

Na Figura 2.13 é demonstrado um exemplo de um componente com e sem o efeito de *hourglass*.

Vamos entender o que isso significa exatamente. Considere um único elemento

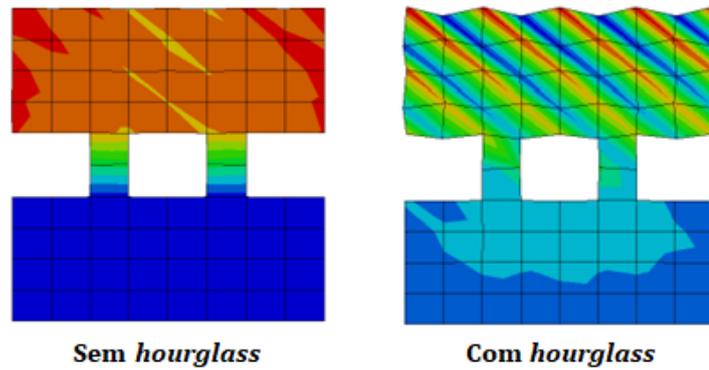


Figura 2.13 – *Hourglass* em elementos de casca [Hallquist, 2006].

de integração reduzida modelando um pequeno pedaço de material sujeito a flexão pura conforme apresentado na Figura 2.14.



Figura 2.14 – Deformação de um elemento linear [Hallquist, 2006].

Nesse exemplo nenhuma das linhas de visualização pontilhada mudou de comprimento e o ângulo entre elas também é inalterado, o que significa que todos os componentes de tensão no ponto de integração único do elemento são zero. Esse modo de deformação por flexão é, portanto, um modo de energia zero, porque nenhuma energia de deformação é gerada por essa distorção do elemento. O elemento não consegue resistir a esse tipo de deformação, pois não possui rigidez nesse modo. Em malhas grosseiras, esse modo de energia zero pode se propagar através da malha, produzindo resultados sem sentido. Para garantir que tal efeito seja diagnosticado, Hallquist, 2006, comenta que a energia de *hourglass* não deve exceder 5% da energia interna.

2.7 Similaridade

Modelos em escala tem sido utilizado em muitas aplicações de engenharia, geralmente empregando modelos em escala reduzida, assim é menos custoso construir e operar o modelo em escala do que o real. Conforme Munson et al., 2005, chamamos de modelo uma representação de um sistema físico que pode ser utilizado para prever o comportamento de alguma característica do sistema, sendo que o sistema físico, sobre o qual as

predições são feitas, denominamos protótipo.

Baker et al., 1973, dizem que dois sistemas são similares quando seus parâmetros estão relacionados por um fator constante, β , tornando os sistemas considerados, modelo e protótipo.

Um dos métodos de estabelecer a relação entre o comportamento do protótipo e do modelo, é através da análise dimensional das variáveis que descrevem o fenômeno físico em estudo, utilizando a classificação adotada para tais unidades, em unidades primárias e secundárias. Uma minuciosa descrição da análise dimensional é realizada por Carneiro, 1996.

Baker et al., 1973, dizem que é conveniente utilizar as unidades de massa, comprimento e tempo como unidades primárias e as unidades secundárias são as formadas a partir das unidades primárias. As dimensões são descritas como uma fórmula em que os símbolos para massa, comprimento e tempo são designados M, L, T e para esse sistema se dá o nome de MLT. Os autores mostram, também, que qualquer relação física completa pode ser expressa em termos de um conjunto de produtos adimensionais, compostos pelos parâmetros físicos relevantes através do Teorema de Pi de Buckingham. Esse teorema diz que se a função $F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0$ estiver completa, então $F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) = 0$ também descreve o fenômeno, onde os termos π são os números adimensionais produtos das variáveis q dimensionais, e k é o número de dimensões que o sistema tem, neste caso $k = 3$. Esse método é utilizado para calcular conjuntos de parâmetros adimensionais a partir de variáveis dimensionais dadas, mesmo se a forma da equação do sistema for desconhecida.

As principais variáveis a ser consideradas num problema de impacto, escritas na base MLT, são mostradas na Tabela 2.1, a partir dela obtemos os números adimensionais.

Para se obter os números adimensionais usaremos a teoria dos monômios proposta por Vaschy, 1892, essa teoria diz que é escolhido n quantidades físicas que representam um fenômeno, sendo que k delas sejam expressas como quantidades independentes, é então possível obter $n-k$ monômios ou números adimensionais.

Para explicar o procedimento para determinar os parâmetros dos grupos π , vamos apresentar um exemplo através das Equações 2.21 à 2.23 para se obter o adimensional da força (F) baseado na teoria dos monômios proposta por Vaschy, 1892.

Neste caso o número de variáveis é $q = 4$, sendo $F =$ força, $M =$ massa, $L =$ comprimento e $T =$ tempo, e o número de dimensões básicas é $k = 3$, correspondente

Tabela 2.1 – Variáveis de impacto escritas na base MLT. [Fonte: Mazzariol, 2012]

Variável	Unidade	Massa	Comprimento	Tempo
comprimento, L	mm	0	1	0
deslocamento, δ	mm	0	1	0
massa, G	ton	1	0	0
deformação, ε	-	0	0	0
tensão, σ	MPa	1	-1	-2
tempo, t	s	0	0	1
velocidade, V	mm/s	0	1	-1
taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}$	1/s	0	0	-1
aceleração, A	mm/s ²	0	1	-2
força, F	N	1	1	-2
energia, E	J	1	2	-2

a base MLT, portanto este problema poderá ser descrito somente com um adimensional, como mostrado na Equação 2.23.

$$\begin{aligned}\pi_1 &= [F] [M]^a [L]^b [T]^c = 1 \\ \pi_1 &= [M^1 L^1 T^{-2}] [M^1]^a [L^1]^b [T^1]^c = M^0 L^0 T^0\end{aligned}\quad (2.21)$$

Os expoentes da Equação 2.21 devem cumprir com as seguintes condições:

$$\begin{aligned}M &\rightarrow 1 + a = 0 \rightarrow a = -1 \\ L &\rightarrow 1 + b = 0 \rightarrow b = -1 \\ T &\rightarrow -2 + c = 0 \rightarrow c = 2\end{aligned}\quad (2.22)$$

Então reescrevendo o grupo adimensional da força com os valores dos expoentes encontrados, temos:

$$\begin{aligned}\pi_F &= FM^{-1}L^{-1}T^2 \\ \pi_F &= \frac{FT^2}{ML}\end{aligned}\quad (2.23)$$

A fim de gerar os conjuntos de adimensionais π_i , basta aplicar o procedimento apresentado para todas as variáveis. Baker et al., 1973 dizem que a condição para similaridade perfeita é atendida se os grupos adimensionais que governam o protótipo e o modelo forem idênticos respectivamente, ou seja, $(\pi_i)_{modelo} = (\pi_i)_{prototipo}$, com i sendo o número de cada conjunto adimensional.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE SIMILARIDADE

Segundo Barenblatt, 2003, as aplicações dos métodos de similaridade não se restringe somente em criar um marco teórico para poder a partir de resultados obtidos sobre modelos conhecer como se comporta o protótipo associado. Esta teoria também permite gerar uma relação funcional empírica para resolver um problema geral, avaliar as limitações de um sistema já existente, ou obter resultados quando nenhum outro método de análise é possível.

Com o intuito de demonstrar o potencial da teoria da similaridade no contexto de modelos em escala reduzida, alguns exemplos são apresentados a seguir:

- A Aurora Borealis, foi projetada para ser uma embarcação única: uma combinação de um quebra-gelo pesado, um navio de perfuração científica e uma plataforma de pesquisa multifuncional que pode operar o ano todo em todas as águas polares. Até o momento, os quebra-gelos de pesquisa de tamanho e capacidade comparáveis para operações autônomas durante todo o ano em todas as águas polares não estão disponíveis para operações comerciais nem científicas em todo o mundo. Extensivos testes de modelo em escala reduzida foram realizados (Figura 3.1), provando que a Aurora Borealis é realmente capaz de navegar em áreas com cobertura de gelo com espessura de mais de dois metros, [Lembke-Jene et al., 2011].



Figura 3.1 – Modelo em escala da embarcação quebra-gelo [Lembke-Jene et al., 2011].

- Localizado no Estreito de Akashi, no Japão, com um comprimento total de 3911 metros e vão central de 1991 metros, a Ponte Akashi-Kaikyo é a ponte com o maior vão do mundo. A ponte foi projetada para resistir ao forte vento (280 km/h), a corrente marítima (4,0 m/s) e a terremotos. Dadas essas condições, várias análises foram feitas. Um modelo em escala 1/100 da ponte foi construída e exaustivamente testada, como mostra a Figura 3.2, com o objetivo de desenvolver uma estrutura estável o suficiente para resistir às cargas a ela imposta [Yim, 2007].

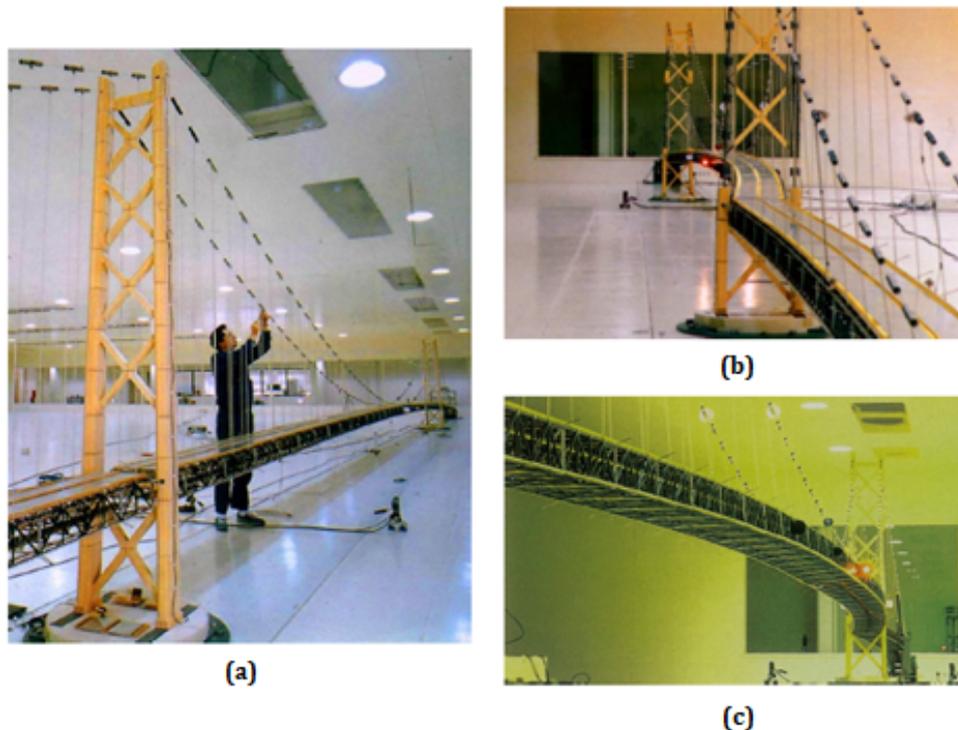


Figura 3.2 – Modelo em escala da Ponte Akashi-Kaikyo [Yim, 2007].

- Localizado nos Emirados Árabes Unidos, o Burj Khalifa atinge 828 metros de altura, sendo o edifício mais alto do mundo. Os modelos em escala deste arranha-céu (Figura 3.3) foram submetidos a mais de 40 testes em túnel de vento para examinar o escoamento do ar sobre a torre e seus ocupantes, incluindo: testes iniciais para verificar o vento de Dubai; grandes modelos de análise estrutural e testes de pressão de fachada; análise micro-climática dos efeitos em terraços e ao redor da base da torre [Feblowitz, 2010].

Se comentam na continuação, trabalhos de pesquisa que permitem explorar as possibilidades da similaridade pra realizar ensaios em modelos.

Morton, 1988, utilizou a análise dimensional para derivar leis de dimensionamento

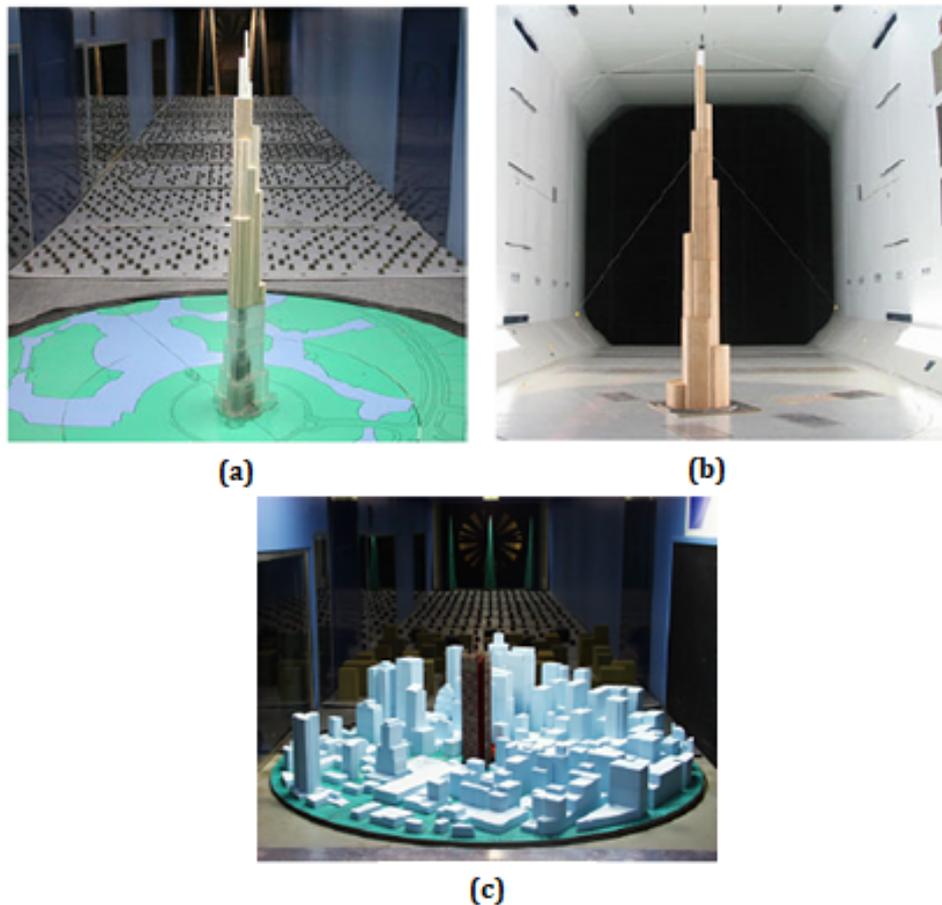


Figura 3.3 – Modelo em escala do edifício Burj Khalifa [Feblowitz, 2010].

para feixes compostos de fibra de carbono sob condição de carregamento de impacto, enquanto Qian et al., 1990, consideraram as equações governantes do sistema para obter leis de escala para placas compostas com carga de impacto.

Atkins, 1988, pesquisou sobre o impacto de baixa velocidade, fornecendo as leis de escala para corpos submetidos à propagação de trinca plastificada, cujas deformações podem ser adequadamente descritas pela mecânica da fratura.

Os efeitos de escalonamento que o impacto de baixa velocidade tem na sensibilidade à taxa de deformação de materiais insensíveis, são examinados usando os termos π obtidos por Jones, 2012. Ferguson, 1995, apresentou uma investigação experimental nas leis de escala geometricamente semelhantes para placas circulares impactadas a baixa velocidade (5 m/s).

Por outro lado, Anderson et al., 1992, computacionalmente e posteriormente Ferguson, 1995, estudaram experimentalmente o impacto a hipervelocidade (2 km/s) com a finalidade de quantificar os efeitos da taxa de deformação em experimentos de pene-

tração e perfuração de modelos em réplica. Ambas as investigações utilizaram análise dimensional.

Drazetic et al., 1994, desenvolveram uma técnica de similaridade não direta, que utilizou modelos em escala aproximados. Os resultados do modelo foram extrapolados por meio de modelos analíticos e numéricos, a fim de descrever o comportamento do protótipo. Como validação dessa técnica, desenvolveram um teste relativamente simples de um perfil extrudado de aço de parede fina colidindo com um bloco rígido. Três barras são estudadas, em fatores de escala de $3/8$, $3/4$ e $1/1$.

Trimiño e Cronin, 2014, investigaram o comportamento de estruturas de tubos sob cenários de impacto axial. Uma simulação numérica foi validada usando fontes da literatura e testes experimentais e depois usado para investigar o dimensionamento. As previsões para estruturas construídas a partir de um único material, em termos de distribuições e deformações de tensão, estavam em boa concordância entre as simulações do modelo e os tubos protótipos. Quando considerando estruturas coladas com possibilidade de separação articular, a técnica de similitude não-direta foi aplicada para dimensionar a estrutura e os resultados mostraram uma pequena diferença entre as previsões do modelo e protótipo.

Nos trabalhos recentes realizados no Brasil cabe salientar os desenvolvidos pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP), vários dos conceitos por eles desenvolvidos serão utilizados neste trabalho.

Oshiro e Alves, 2004, propuseram uma técnica para resolver os problemas causados por efeitos da taxa de deformação em estruturas impactadas, recorrendo a uma base adimensional alternativa, associada a um modelo matemático que permite o cálculo de um fator de correção para velocidade de impacto. Os mesmos autores em 2009, modificaram a técnica anteriormente apresentada utilizando uma lei constitutiva diferente para relacionar a tensão de escoamento dinâmica com a taxa de deformação. Mazzariol et al., 2010, adaptaram essa técnica modificada, alterando a massa de impacto ao invés da velocidade de impacto. Vigas de seção transversal do tipo "T", presas em ambas as extremidades e golpeadas em sua região central, por uma massa, foram estudados experimentalmente e numericamente para prever o comportamento de um modelo 20 vezes maior. Oshiro e Alves, 2012, a fim de considerar, quando necessário, a geometria distorcida do modelo, introduziram um novo fator de correção para a velocidade de impacto na metodologia

anteriormente apresentada por eles em 2009.

Mazzariol e Alves, 2013, apresentam uma abordagem de similaridade que leva em consideração as diferenças nas propriedades quase-estáticas do material, alterando o fator de massa de impacto, enquanto o aumento na tensão dinâmica devido à taxa de deformação foi considerado pela mudança do fator de velocidade de impacto. Os números adimensionais obtidos (com o modelo de Norton-Hoff) por Oshiro e Alves, 2009, foram primeiramente rearranjados, e depois a equação de Cowper-Symonds foi utilizada como formulação viscoelástica, para escrever a tensão dinâmica. A resposta de tubos circulares de alumínio impactados axialmente foi comparada experimentalmente com a resposta de modelos de alumínio de escala 1/2, assim como modelos com escala 1/2 e 3/4 de aço carbono. Os mesmos autores aplicaram essa abordagem para analisar numericamente a resposta estrutural de placas circulares impactadas por uma esfera de aço, Mazzariol e Alves, 2014. Para isso, um protótipo de alumínio foi previsto com a resposta de um modelo de aço em escala 1/1, assim como modelos de alumínio e aço em escala 1/10.

Oshiro et al., 2017, estudaram experimentalmente a colisão frontal de um navio petroleiro, em escala 1/100, contra um obstáculo rígido. Nesse estudo, é mostrado como modificar os fatores de escala para gerar um modelo semelhante ao protótipo. No estudo de colisão frontal do navio, apenas uma amostra em escala 1/100 foi testada, o protótipo equivalente foi calculado com o auxílio dos fatores de escala e comparado com as formulações empíricas encontradas na literatura. Os autores ainda sugerem que a metodologia descrita neste trabalho, pode ser usada como uma orientação para testes de impacto em escalas de embarcações e outros tipos de estruturas.

No âmbito da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), se realizaram alguns estudos sobre análise dimensional e efeitos de escala. Em Tamagna e Riera, 1998, a análise dimensional para avaliação de ensaios de impacto é realizada. Morquio e Riera, 2003, analisaram o acoplamento entre o efeito de escala e a taxa de deformação utilizando também neste caso análise dimensional. Em Iturrioz et al., 2007, se realiza um análise adimensional para definir a lei de escala que um modelo numérico de elementos discretos permitiria representar.

4 SIMILARIDADE APLICADA EM PROBLEMAS DE IMPACTO

Baker et al., 1973, através da análise dimensional, utilizando a base MLT, apresentaram os fatores de escala entre o protótipo e o modelo para as principais variáveis de uma estrutura sob carregamento de impacto, esses fatores são mostrados na Tabela 4.1. Eles são baseados na escala da geometria, ou seja, todas as dimensões do modelo (L), são relacionadas por um único fator de escala, denominado β . Com $\beta = L_{modelo}/L_{prototipo}$ e considerando o material do modelo e do protótipo o mesmo.

Tabela 4.1 – Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base MLT.

Variável	Fator	Variável	Fator
comprimento, L	β	tempo, t	β
deslocamento, δ	β	velocidade, V	1
massa, G	β^3	taxa de deformação, $\dot{\epsilon}$	$1/\beta$
deformação, ϵ	1	aceleração, A	$1/\beta$
tensão, σ	1	força, F	β^2
		energia, E	β^3

Entretanto Jones, 2012, diz que estruturas sujeitas a carregamento de impacto não seguem, em geral, as leis de similaridade, conforme apresentada na Tabela 4.1. Os principais motivos são a tensão de escoamento sensível a taxa de deformação, lei constitutiva que define a falha no material e a influência da aceleração da gravidade.

Consideramos, para exemplificar, uma viga bi-apoiada como mostrada na Figura 4.1, sujeita a impacto de um bloco na região central, sendo este com massa G e velocidade de impacto V_0 . Inicialmente utilizaremos a base MLT para escalonar o protótipo com um fator de $\beta = 1/4$, considerando que o modelo possui o mesmo material que o protótipo.

Nesse caso a massa de impacto do modelo foi escalonada pelo fator de escala apresentado na Tabela 4.1, onde $G_m = \beta^3$, a área de impacto dessa massa contra a viga foi escalonada pelo fator de escala $\beta = 1/4$.

Utilizando o modelo de Norton-Hoff, Equação 2.5, ignorando o encruamento do material e utilizando os parâmetros de materiais $K=1000$ e $q = 0,2$, temos:

a) **Para o protótipo:**

$$\sigma_{dp} = K (\dot{\epsilon}_p)^q \rightarrow \text{se } \dot{\epsilon}_p = 0,001 \rightarrow \sigma_{dp} = 251 \text{ MPa}$$

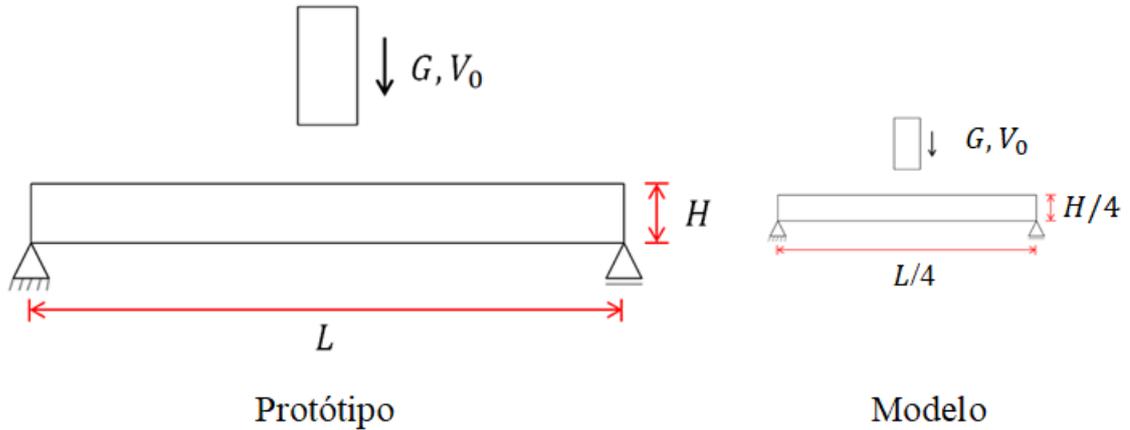


Figura 4.1 – Exemplo de utilização da base MLT.

b) **Para o modelo:**

$$\sigma_{dm} = K (\dot{\epsilon}_m)^q \rightarrow \text{se } \dot{\epsilon}_m \text{ é escalonado por } \beta_{\dot{\epsilon}} = 1 / \beta \cdot \dot{\epsilon}_m = 0,004 \rightarrow \sigma_{dm} = 331 \text{ MPa}$$

A Figura 4.2 mostra uma visualização dos resultados para tensão dinâmica do protótipo e do modelo.

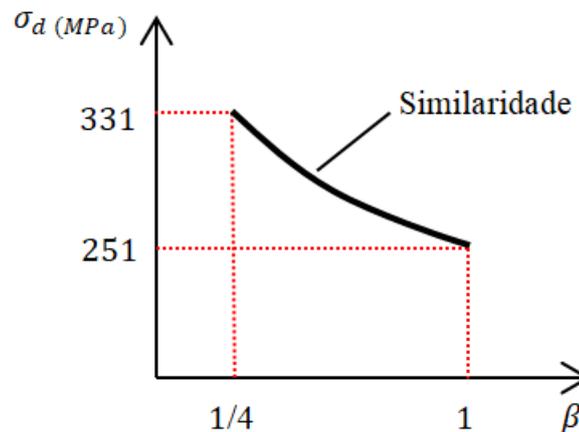


Figura 4.2 – Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base MLT.

Nesse exemplo é possível observar que o escalonamento torna o modelo dinamicamente mais rígido. Tal fato ocorre devido a maior taxa de deformação no modelo, $\beta_{\dot{\epsilon}} = 1 / \beta$, fazendo com que a tensão dinâmica seja maior no modelo do que no protótipo e pelos valores apresentados na Tabela 4.1, na base MLT deveriam ser iguais, pois o fator de tensão $\beta_{\sigma} = 1$.

Para contornar essa limitação, inclui-se outros fatores, além de β , distorcendo as leis de similaridade. A esse procedimento damos o nome de similaridade imperfeita, pelo

fato de aplicar correções em alguns parâmetros para compensar a não escalonabilidade Oshiro, 2010, Mazzariol, 2012.

Para isso uma nova base chamada VSG foi proposta por Oshiro e Alves, 2009. Essa base é definida pelas variáveis velocidade inicial de impacto - V_0 (LT^{-1} , na base MLT), tensão de escoamento dinâmico - σ_d (ML^1T^{-2} , na base MLT), massa de impacto - G (M, na base MLT).

Reescrevendo a Equação 2.23 utilizando a base VSG obtemos a Equação 4.3. Onde o número de variáveis é $q = 4$ e o número de dimensões básicas é $k = 3$, portanto novamente este problema poderá ser descrito somente com um adimensional, como mostrado.

$$\begin{aligned} \pi_1 &= [F] [V_0]^a [\sigma_d]^b [G]^c = 1 \\ \pi_1 &= [M^1 L^1 T^{-2}] [L^1 T^{-1}]^a [M^1 L^{-1} T^{-2}]^b [M^1]^c = M^0 L^0 T^0 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Os expoentes da Equação 4.1 devem cumprir com as seguintes condições:

$$\begin{aligned} M &\rightarrow 1 + b + c = 0 \\ L &\rightarrow 1 + a - b = 0 \\ T &\rightarrow -2 + -a - 2b = 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Resolvendo o sistema da Equação 4.2 chega-se a:

$$a = -4/3, b = -1/3, c = -2/3.$$

Então reescrevendo o grupo adimensional da força com os valores dos expoentes encontrados, temos:

$$\pi_F = \frac{F^3}{V_0^4 \sigma_d G^2} \quad (4.3)$$

Aplicando esse mesmo procedimento para as demais variáveis que descrevem o fenômeno de impacto, obtemos os grupos adimensionais mostrados nas Equação 4.4 à Equação 4.9:

a) **Deslocamento:**

$$\pi_1 = \left[\frac{\delta^3 \sigma_d}{G V_0^2} \right] \quad (4.4)$$

b) **Taxa de deformação:**

$$\pi_2 = \left[\frac{\dot{\epsilon}^3 G}{\sigma_d V_0} \right] \quad (4.5)$$

c) **Aceleração:**

$$\pi_3 = \left[\frac{A^3 G}{\sigma_d V_0^4} \right] \quad (4.6)$$

d) **Tempo:**

$$\pi_4 = \left[\frac{t^3 \sigma_d V_0}{G} \right] \quad (4.7)$$

e) **Tensão:**

$$\pi_5 = \left[\frac{\sigma}{\sigma_d} \right] \quad (4.8)$$

f) **Energia:**

$$\pi_7 = \left[\frac{E}{G V_0^2} \right] \quad (4.9)$$

Na continuação se analisam quatro casos de similaridade imperfeita, onde partindo dos grupos adimensionais encontrados anteriormente chega-se aos fatores de escala entre o modelo e o protótipo.

4.1 Fatores de Escala Utilizando Similaridade Imperfeita

Estudaram-se, na continuação, quatro casos de similaridade imperfeita de modo a gerar os fatores de escala entre o protótipo e o modelo. Para isso utilizou-se a condição de similaridade, descrita por Baker et al., 1973, onde $(\pi_i)_{modelo} = (\pi_i)_{prototipo}$, aplicando-a nos grupos adimensionais mostrados nas Equações 4.3 à 4.9.

1º caso: Nesse primeiro caso de aplicação vamos considerar que a curva tensão deformação, do material do protótipo e do material do modelo, são diferentes (ou seja, consideramos que a velocidade de deformação que muda com as dimensões do modelo influenciam na relação constitutiva), e também, a geometria do modelo é escalonada de forma perfeita, ou seja, as suas dimensões obedecem a um único fator de escala geométrico.

Para encontrar os fatores de escala entre o protótipo e o modelo, que represente esse caso, primeiramente basta utilizar a condição de similaridade, igualando os grupos adimensionais do protótipo e do modelo. Então, para o caso do deslocamento aplicando a condição $(\pi_i)_{modelo} = (\pi_i)_{prototipo}$ teríamos:

$$\frac{(\delta_m)^3 \sigma_{dm}}{G_m (V_m)^2} = \frac{(\delta_p)^3 \sigma_{dp}}{G_p (V_p)^2} \quad (4.10)$$

$$\left(\frac{\delta_m}{\delta_p}\right)^3 \left(\frac{\sigma_{dm}}{\sigma_{dp}}\right) \left(\frac{G_p}{G_m}\right) \left(\frac{V_p}{V_m}\right)^2 = 1 \quad (4.11)$$

Introduzindo na Equação 4.11 os parâmetros de similaridade entre o modelo e o protótipo, também fazendo com que $\beta_G = \beta^3$, obtemos:

$$(\beta)^3 (\beta_{\sigma d}) \left(\frac{1}{\beta^3}\right) \left(\frac{1}{\beta_V^2}\right) = 1 \quad (4.12)$$

Então da Equação 4.12 pode-se escrever que:

$$\begin{aligned} (\pi_1)_m &= (\pi_1)_p \\ \beta_{\sigma d} &= \beta_V^2 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Utilizando um procedimento similar no grupo adimensional da taxa de deformação é possível chegar a:

$$\begin{aligned} (\pi_2)_m &= (\pi_2)_p \\ \beta_{\dot{\epsilon}} &= \frac{\beta_V}{\beta} \end{aligned} \quad (4.14)$$

As demais relações dos grupos adimensionais são mostradas nos Apêndice A.1.

Utilizando a Equação 2.5, ignorando o encruamento, podemos definir a equação da tensão de escoamento dinâmico como:

$$\sigma_d = \sigma_o (\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_o)^q. \quad (4.15)$$

Escrevendo a tensão de escoamento dinâmica do material em função da taxa de deformação, utilizando a Equação 4.15, fazendo com que o modelo e o protótipo possuam o mesmo parâmetro de material q , podemos reescreve-lá como um fator de tensão dinâmica:

$$\beta_{\sigma d} = \frac{(\sigma_d)_m}{(\sigma_d)_p} = \beta_{\sigma o} (\beta_{\dot{\epsilon}})^q \quad (4.16)$$

Substituindo na Equação 4.16 as Equações 4.13 e 4.14 definimos o fator de escala, que relaciona a velocidade do modelo e do protótipo, em função dos parâmetros dos materiais q e $\beta_{\sigma o}$ e do parâmetro de escala β :

$$\begin{aligned}
\beta_V &= \beta_{\sigma\sigma} \left(\frac{\beta_V}{\beta} \right)^q \\
\beta_V^2 &= \beta_{\sigma\sigma} \beta^{-q} \beta_V^q \\
\beta_V &= \beta_{\sigma\sigma}^{\frac{1}{(2-q)}} \beta^{\frac{q}{(q-2)}}
\end{aligned} \tag{4.17}$$

Inserindo a Equação 4.17 nas demais condições de similaridade dos grupos adimensionais, obtemos todos os fatores que relacionam o protótipo e o modelo para o caso 1, os mesmos são apresentados na Tabela 4.2, onde o nome VSG-m é dado pelo fato de considerar a diferença nas curvas tensão-deformação dos materiais do modelo e do protótipo.

Tabela 4.2 – Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-m.

Variável	Fator	Variável	Fator
deslocamento, δ	β	velocidade, V	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)}$
massa, G	β^3	taxa de deformação, $\dot{\epsilon}$	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)}$
deformação, ϵ	1	aceleração, A	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{(q+2)/(q-2)}$
tensão, σ	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)}$	força, F	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{4(q-1)/(q-2)}$
tempo, t	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(q-2)} \beta^{2/(2-q)}$	energia, E	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{(5q-6)/(q-2)}$

Consideramos, para exemplificar a utilização desta base, a mesma viga bi-apoiada como mostrada na Figura 4.1, sujeita a impacto de um bloco na região central. Utilizaremos a base VSG-m para escalonar o protótipo com um fator de $\beta = 1/4$, considerando que o modelo possui o mesmo material que o protótipo.

Novamente a massa de impacto do modelo foi escalonada pelo fator de escala apresentado na Tabela 4.2, onde $G_m = \beta^3$, a área de impacto dessa massa contra a viga foi escalonada pelo fator de escala $\beta = 1/4$.

Utilizando o modelo de Norton-Hoff, Equação 2.5, ignorando o encruamento do material e utilizando os parâmetros de materiais $K=1000$ e $q = 0,2$, temos:

a) **Para o protótipo:**

$$\sigma_{dp} = K (\dot{\epsilon}_p)^q \rightarrow \text{se } \dot{\epsilon}_p = 0,001 \rightarrow \sigma_{dp} = 251 \text{ MPa}$$

b) **Para o modelo:**

$$\sigma_{dm} = K (\dot{\epsilon}_m)^q$$

Se $\dot{\varepsilon}_m$ é escalonado por $\beta_{\dot{\varepsilon}} = \beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)}$, como o material do modelo e do protótipo são o mesmo $\beta_{\sigma\sigma} = 1$, então o fator de taxa de deformação corresponde a $\beta_{\dot{\varepsilon}} = \beta^{2/(q-2)}$. Com isso $\dot{\varepsilon}_m = 0,0047 \rightarrow \sigma_{dm} = 341$ MPa.

A Figura 4.3 mostra uma visualização dos resultados para tensão dinâmica do protótipo e do modelo.

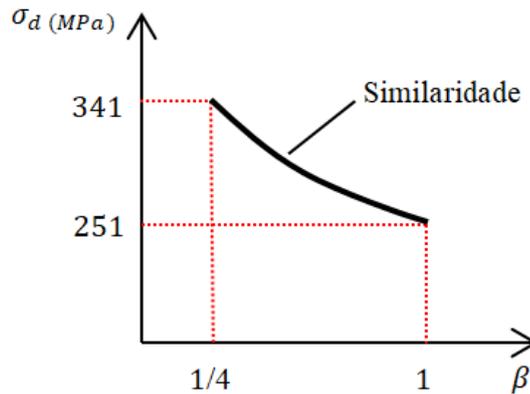


Figura 4.3 – Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-m.

Pela utilização da base VSG-m foi possível observar que a incompatibilidade dos fatores $\beta_{\dot{\varepsilon}}$ e β_{σ} , geradas pela base MLT, foram corrigidas. Isso pode ser compreendido melhor se aplicarmos diretamente o fator de escala de tensão ao resultado de tensão dinâmica do protótipo como mostrado abaixo.

Como $\beta_{\sigma} = \beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)}$, $\beta_{\sigma} = 1,3608$. Então a tensão dinâmica no modelo é calculada como $\sigma_{dm} = \sigma_{dp} \cdot \beta_{\sigma} = 341$ MPa.

2º caso: No segundo caso de aplicação vamos considerar que a curva tensão de formação, do material do protótipo e do material do modelo, são diferentes e também, a geometria do modelo é escalonada de forma imperfeita, ou seja, uma de suas dimensões não obedece o fator de escala geométrico. Por exemplo o fator de escala entre o modelo e o protótipo é 1/4 e a espessura do modelo é escalonada pelo fator 1/2.

Oshiro e Alves, 2012, apresentaram um método para corrigir modelos com geometria distorcida, esse método pode ser utilizado em situações onde seja inviável reproduzir uma das dimensões devido a limitações de fabricação. Em estruturas de ônibus, por se tratar de uma construção tubular, podemos nos deparar com essa situação. Por exemplo, se formos reproduzir uma estrutura de um ônibus em escala 1/10, pode não ser viável a

construção do modelo com uma espessura de tubo 10 vezes menor.

Para levar em conta a geometria distorcida do modelo, foi necessário criar um novo fator, $\beta_X = (X)_m / (X)_p$, onde X é a dimensão da geometria distorcida. Com isso o fator de correção de velocidade de impacto passa a ser função, também, de β_X , ou seja, $\beta_V = f(\beta_{\sigma o}, \beta, \beta_X / \beta)$.

Considerando que a influência dos fatores que causam a não similaridade sejam independente, $f(\beta_{\sigma o}, \beta, \beta_X / \beta)$ pode ser decomposta em duas funções. A primeira leva em consideração a taxa de deformação e a diferença das curvas tensão-deformação do modelo e do protótipo, considerando $f_1 = f(\beta_{\sigma o}, \beta) = \beta_{\sigma o}^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)}$. Para a segunda função assume-se que tenha formato similar a f_1 , ou seja, $f_2 = f(\beta_X / \beta) = (\beta_X / \beta)^{nV}$ e esta leva em consideração a distorção geométrica.

O valor do expoente nV da função f_2 é feito variando premeditadamente o fator geométrico β_X , e avaliando a variação de f_2 correspondente, ou seja, dois modelos geometricamente distorcidos pelos fatores β_{X1} e β_{X2} são utilizados. O modelo 1, escalonado por β , tem um fator de distorção $\beta_{X1} = (X)_{m1} / (X)_p$ e fator de velocidade $\beta_{V1} = (V)_{m1} / (V)_p$. O modelo 2 é definido por β , $\beta_{X2} = (X)_{m2} / (X)_p$ e $\beta_{V2} = (V)_{m2} / (V)_p$. Quando existe similaridade completa entre os modelos e o protótipo, eles compartilham o mesmo expoente nV . Para uma melhor compreensão de como encontra-se o expoente que representa a similaridade para a função 2, será explorado um exemplo mais a frente.

Conseqüentemente, $\beta_{V1} = \beta_V (\beta_{X1} / \beta)^{nV}$ e $\beta_{V2} = \beta_V (\beta_{X2} / \beta)^{nV}$ nos fornece a Equação 4.18

$$\frac{\beta_{V2}}{\beta_{V1}} = \left(\frac{\beta_{X2}}{\beta_{X1}} \right)^{nV} \rightarrow \frac{(V)_{m2}}{(V)_{m1}} = \left(\frac{\beta_{X2}}{\beta_{X1}} \right)^{nV} \quad (4.18)$$

Qualquer outra variável, Y , do modelo também pode ser relacionada com o protótipo dividindo o fator de escala correspondente, $\beta_Y = (Y)_m / (Y)_p$, em duas partes: $(f1)_Y$ e $(f2)_Y$. Sendo que $(f1)_Y$ leva em consideração o fator de escala e é dado pela Tabela 4.2 (caso 1), $(f2)_Y$ deve ser calculado de maneira similar ao nV , mas com nY sendo calculado para cada variável de acordo com a Equação 4.19. Para um melhor entendimento, essas equações serão exploradas através um exemplo mais a frente.

$$nY = \frac{\log [(Y)_{m2} / (Y)_{m1}]}{\log (\beta_{Y2} / \beta_{Y1})} \quad (4.19)$$

Os fatores de escala para as condições do caso 2 é dado então pela Tabela 4.3.

Nessa base o nome VSG-md é dado pelo fato de considerar a diferença nas curvas tensão-deformação dos materiais do modelo e do protótipo (m) e também a distorção geométrica (d).

Tabela 4.3 – Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-md.

Variável	Fator
deslocamento, δ	β
massa, G	β^3
deformação, ε	β/β_X
velocidade, V	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nV}$
taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}$	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\dot{\varepsilon}}$
aceleração, A	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{(q+2)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nA}$
tensão, σ	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\sigma}$
força, F	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{4(q-1)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nF}$
tempo, t	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(q-2)} \beta^{2/(2-q)} (\beta_X/\beta)^{nt}$
energia, E	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} \beta^{(5q-6)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{2nV}$

Para exemplificar a aplicação dessa escala, vamos continuar com o exemplo estudado anteriormente. Porém aqui a altura da viga do modelo será distorcida geometricamente, ou seja, ela não obedece ao fator de escala $\beta = 1/4$ como mostrado na Figura 4.4.

Novamente a massa de impacto do modelo foi escalonada pelo fator de escala apresentado na Tabela 4.3, onde $G_m = \beta^3$, a área de impacto dessa massa contra a viga foi escalonada pelo fator de escala $\beta = 1/4$.

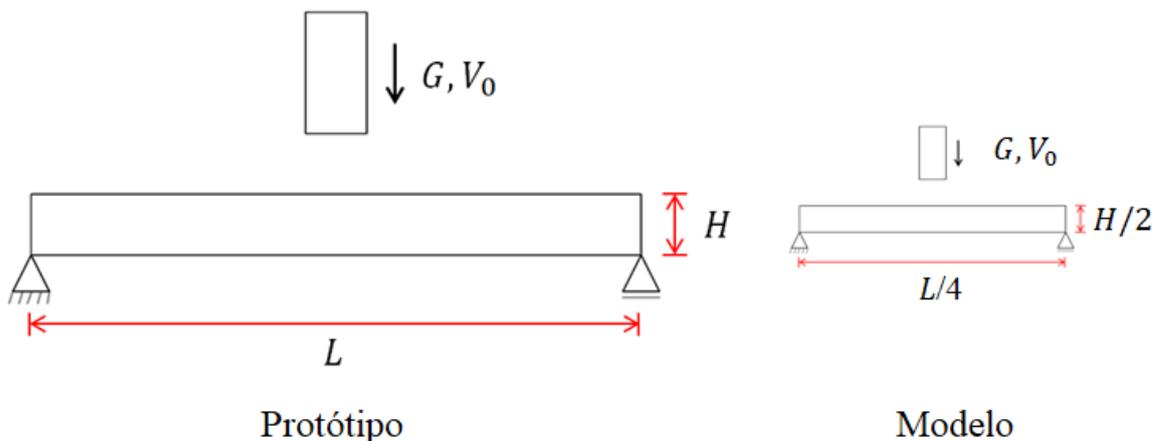


Figura 4.4 – Exemplo de utilização da base VSG-md.

Seguindo com a metodologia estudada para este caso, primeiramente define-se

dois fatores de escala distorcida sendo $\beta_{X1} = (X)_{m1} / (X)_p$ e $\beta_{X2} = (X)_{m2} / (X)_p$. Esses fatores representam a distorção de dois modelos distintos que devem compartilhar o mesmo expoente nV quando existir similaridade entre ambos. Nesse caso $(X)_p$ representa a altura da viga do protótipo, $(X)_{m1}$ representa a altura de uma viga de um modelo genérico utilizado para comparação com $(X)_{m2}$, geralmente utiliza-se o mesmo valor da dimensão do protótipo para facilitar os cálculos, por fim $(X)_{m2}$ representa a altura da viga do modelo. Abaixo são mostrados os cálculos desses fatores.

$$\beta_{x1} = \frac{(X)_{m1}}{(X)_p} = \frac{1}{1} = 1 \quad (4.20)$$

$$\beta_{x2} = \frac{(X)_{m2}}{(X)_p} = \frac{1/2}{1} = 0,5 \quad (4.21)$$

Para facilitar a visualização, vamos realizar os próximos cálculos em formato de tabela, onde primeiramente se estipula um valor inicial para $n\dot{\epsilon}$, $f_1 = f(\beta_{\sigma\sigma}, \beta)$ ou seja, $f_1 = \beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)}$ e como, no nosso exemplo o protótipo e o modelo são fabricados do mesmo material, $\beta_{\sigma\sigma} = 1$, o que reduz f_1 para $f_1 = \beta^{2/(q-2)}$. Como comentado anteriormente f_2 tem formato similar a f_1 e corresponde a $f_2 = (\beta_x/\beta)^{n\dot{\epsilon}}$, o fator de escala da taxa de deformação é dado por $\beta_{\dot{\epsilon}} = f_1 \cdot f_2$, σ_d é então calculado pelo modelo de Norton-Hoff, Equação 2.5. No caso específico desse exemplo, $q = 0,2$, $K = 1000$ e $\dot{\epsilon}_m = \dot{\epsilon} \cdot \beta_{\dot{\epsilon}}$, onde $\dot{\epsilon} = 0,001$. Por fim o Erro Relativo entre os dois modelos é calculado onde o valor de referência é utilizado o do modelo 2. O erro é calculado como $Erro = |Valor_{medido} - Valor_{referencia}| / Valor_{referencia}$.

Na tabela Tabela 4.4 são mostrados os cálculos para encontrar a variável $n\dot{\epsilon}$.

Tabela 4.4 – Cálculo da variável $n\dot{\epsilon}$.

Modelo	$n\dot{\epsilon}$	f_1	f_2	$\beta_{\dot{\epsilon}}$	σ_{dm}	Erro %
1			1,3195	6,1568	361	
2	0,2	4,666	1,1487	5,3598	351	2,85

Como o erro relativo entre os dois modelos foi baixo (Oshiro, 2010 recomenda um erro máximo entre os dois modelos de 6,5%), o fator $n\dot{\epsilon}$ estipulado, pode ser utilizado para representar a similaridade entre ambos. Caso o erro entre os modelos fosse elevado, deveria ser estipulado outro valor para $n\dot{\epsilon}$ até encontrar um erro baixo.

Nessa base é necessário realizar a transposição das variáveis, e isso é feito nesse

exemplo para o fator de escala tensão, a fim de comparar a compatibilidade entre os fatores conforme realizado no exemplo do caso 1. Na Tabela 4.5 abaixo são mostrados os procedimentos para calcular a variável de transposição de tensão.

Tabela 4.5 – Exemplo de cálculo das variáveis de transposição.

	β	β_X	β_X/β	$Y = \sigma_d$ (MPa)
modelo 1	0,25	1	4	361
modelo 2	0,25	0,5	2	351
Y1/Y2				1,0285
$ni = \log(Y1/Y2) / \log(\beta_{X1}/\beta_{X2})$				0,0453
$f2$				1,0285
$f1$				1,3608
$\beta_{\sigma d} = f1.f2$				1,3995

A Figura 4.5 mostra uma visualização dos resultados para tensão dinâmica do protótipo e do modelo.

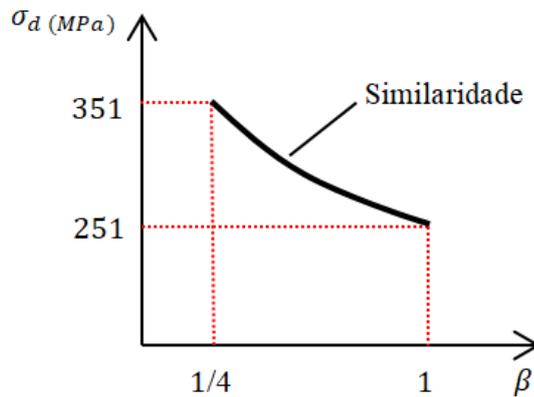


Figura 4.5 – Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-md.

Pela utilização da base VSG-md foi possível observar que os fatores β_ϵ e β_σ mantêm-se compatíveis. Isso pode ser compreendido melhor se aplicarmos diretamente o fator de escala de tensão ao resultado de tensão dinâmica do protótipo como mostrado abaixo.

Como $\beta_{\sigma o} = \beta_{\sigma o}^{2/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\sigma}$, $\beta_\sigma = 1,3995$. Então a tensão dinâmica no modelo é calculada como $\sigma_{dm} = \sigma_{dp} \cdot \beta_\sigma = 351$ MPa.

3º caso: No terceiro caso de aplicação vamos considerar que a curva tensão deformação, do material do protótipo e do material do modelo, são diferentes, a geometria do modelo é escalonada de forma imperfeita, ou seja, uma de suas dimensões não obedece o

fator de escala geométrico e existe limitação no aparato experimental, onde a massa de impacto é modificada para compensar tal fato.

Para esse caso, Mazzariol et al., 2010, propuseram uma extensão do método de escalonamento, de modo a contornar limitações dos aparatos experimentais utilizados nos ensaios. Por exemplo, quando a velocidade de impacto é restringida pela altura da massa impactante, nesse caso essa massa impactante pode ser alterada para compensar a limitação no aparato. Esse método só é válido e gera resultados adequados, quando a estrutura possui massa muito inferior a da massa impactante.

Nesse caso o fator de correção de massa passa a ser função de $\beta_{\sigma o}, \beta_V, \beta, \beta_X/\beta$, $\beta_G = f(\beta_{\sigma o}, \beta_V, \beta, \beta_X/\beta)$. Considerando que a influência dos fatores que causam a não similaridade sejam independentes, $f(\beta_{\sigma o}, \beta_V, \beta, \beta_X/\beta)$ pode ser decomposta em duas funções: $f_1(\beta_{\sigma o}, \beta_V, \beta)$ e $f_2(\beta_X/\beta)$.

A determinação de f_1 pode ser feita igualando os 2 primeiros grupos adimensionais das variáveis de impacto. Porém diferentemente do realizado anteriormente, aqui deixa-se também em função do fator de escala de massa β_G . Com isso obtemos:

$$\begin{aligned} (\pi_1)_m &= (\pi_1)_p \\ \beta_{\sigma d} &= \frac{\beta_G \beta_V^2}{\beta^3} \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} (\pi_2)_m &= (\pi_2)_p \\ \beta_{\dot{\epsilon}} &= \frac{\beta_V}{\beta} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Igualando os demais grupos adimensionais e inserindo as Equações 4.22 e 4.23 obtemos os fatores de escala para f_1 , f_2 é calculado de forma similar ao caso 2. Com isso obtemos os fatores para o caso 3 mostrados na Tabela 4.6.

Nessa base o nome VSG-mdv é dado pelo fato de considerar a diferença nas curvas tensão-deformação dos materiais do modelo e do protótipo (m), a distorção geométrica (d) e também a limitação da velocidade de impacto no modelo (v).

Consideramos, para exemplificar a utilização da base do caso 3, a mesma viga bi-apoiada estuda nos demais exemplos. Porém aqui terão limitações no aparato experimental do modelo, onde a altura de queda será a metade do protótipo como mostrada na Figura 4.6. Além disso, nesse exemplo não teremos distorção geométrica, ou seja, $f_2 = 1$.

A massa de impacto do modelo foi escalonada pelo fator de escala apresentado na Tabela 4.6, onde $G_m = \beta_{\sigma o} \beta_V^{q-2} \beta^{3-q} (\beta_X/\beta)^{n_G}$, a área de impacto dessa massa contra a viga foi escalonada pelo fator de escala $\beta = 1/4$.

Tabela 4.6 – Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-mdv.

Variável	Fator
deslocamento, δ	β
massa, G	$\beta_{\sigma_0} \beta_V^{q-2} \beta^{3-q} (\beta_X/\beta)^{nG}$
deformação, ε	β/β_X
velocidade, V	β_V
taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}$	$\beta_V/\beta (\beta_X/\beta)^{n\dot{\varepsilon}}$
aceleração, A	$\beta_V^2/\beta (\beta_X/\beta)^{nA}$
tensão, σ	$\beta_{\sigma_0} \beta_V^q \beta^{-q} (\beta_X/\beta)^{n\sigma}$
força, F	$\beta_{\sigma_0} \beta^{(2-q)} \beta_V^q (\beta_X/\beta)^{nF}$
tempo, t	$\beta/\beta_V (\beta_X/\beta)^{nt}$
energia, E	$\beta_{\sigma_0} \beta^{(3-q)} \beta_V^q (\beta_X/\beta)^{2nG}$

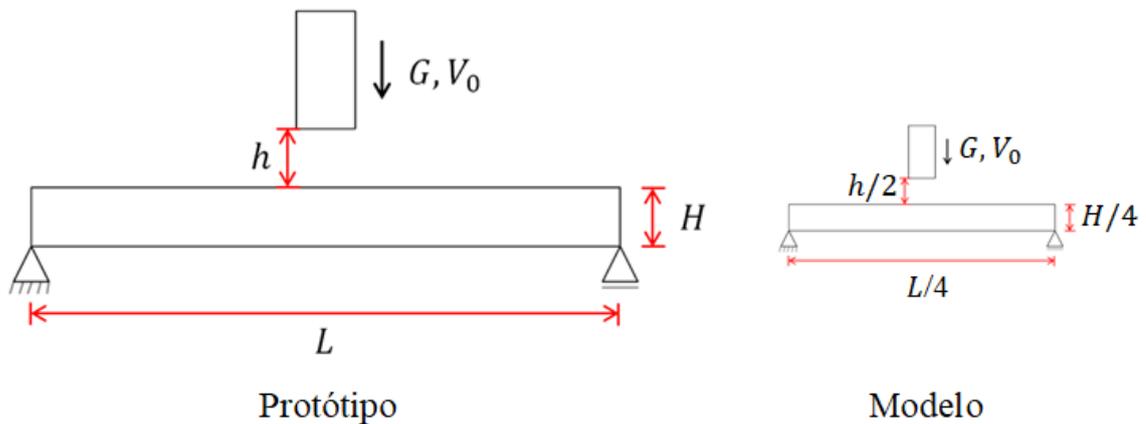


Figura 4.6 – Exemplo de utilização da base VSG-mdv.

Utilizando o modelo de Norton-Hoff, Equação 2.5, ignorando o encruamento do material e utilizando os parâmetros de materiais $K=1000$ e $q = 0,2$, temos:

a) **Para o protótipo:**

$$\sigma_{dp} = K (\dot{\varepsilon}_p)^q \rightarrow \text{se } \dot{\varepsilon}_p = 0,001 \rightarrow \sigma_{dp} = 251 \text{ MPa}$$

b) **Para o modelo:**

$$\sigma_{dm} = K (\dot{\varepsilon}_m)^q$$

Se $\dot{\varepsilon}_m$ é escalonado por $\beta_{\dot{\varepsilon}} = \beta_V/\beta (\beta_X/\beta)^{n\dot{\varepsilon}}$, como o material do modelo e do protótipo são o mesmo e não existe distorção geométrica entre o protótipo e o modelo, portanto pode ser calculado como $\beta_{\dot{\varepsilon}} = \beta_V/\beta$.

A determinação do fator de escala de velocidade β_V deve ser feita a partir do cálculo da velocidade de impacto no protótipo e no modelo, pois $\beta_V = V_m/V_p$. Utilizando a Equação 2.7 temos:

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{2gh} \\ V_p &= \sqrt{2 \cdot 9,81} = 4,47 \text{ m/s} \\ V_m &= \sqrt{2 \cdot 9,80,5} = 3,16 \text{ m/s} \\ \beta_V &= \frac{V_m}{V_p} = \frac{3,16}{4,47} = 0,7 \end{aligned} \quad (4.24)$$

Com isso $\beta_{\dot{\epsilon}} = \beta_V/\beta = 2,8$, $\dot{\epsilon}_m = 0,0028$ e $\sigma_{dm} = 308$ MPa. A Figura 4.7 mostra uma visualização dos resultados para tensão dinâmica do protótipo e do modelo.

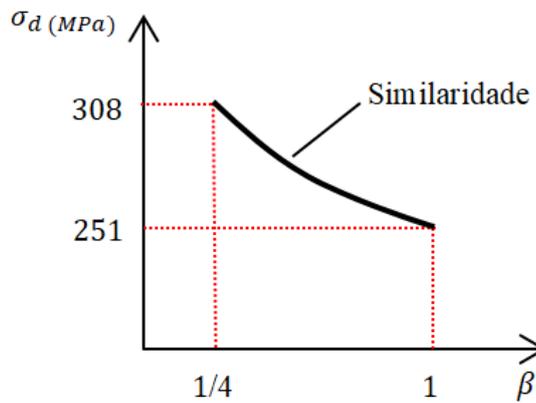


Figura 4.7 – Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-mdv.

Pela utilização da base VSG-mdv foi possível observar que os fatores $\beta_{\dot{\epsilon}}$ e β_{σ} mantêm-se compatíveis. Isso pode ser compreendido melhor se aplicarmos diretamente o fator de escala de tensão ao resultado de tensão dinâmica do protótipo como mostrado abaixo.

Como $\beta_{\sigma o} = \beta_{\sigma o} \beta_V^a \beta^{-a} (\beta_X/\beta)^{n\sigma}$, $\beta_{\sigma} = 1,2287$. Então a tensão dinâmica no modelo é calculada como $\sigma_{dm} = \sigma_{dp} \cdot \beta_{\sigma} = 308$ MPa.

4º caso: No quarto caso de aplicação vamos considerar que a curva tensão deformação, do material do protótipo e do material do modelo, são diferentes, a geometria do modelo é escalonada de forma imperfeita, ou seja, uma de suas dimensões não obedece o fator de escala geométrico e existe limitação no aparato experimental, onde nesse caso a massa de impacto do modelo é o limitante do teste, para compensar tal fato, altera-se a velocidade inicial de impacto.

Seguindo a mesma metodologia do caso 3, Mazzariol et al., 2010, propuseram um método de escalonamento variando a massa de impacto através do fator $\beta_G = G_{modelo}/G_{protótipo}$, onde G_{modelo} é a massa de impacto do modelo e $G_{protótipo}$ é a massa de impacto do protótipo. Esse caso pode ser aplicado quando por algum motivo a massa do protótipo não pode ser representada pelo modelo, por exemplo por não se conseguir construir o aparato experimental com a massa adequada.

Nesse caso o fator de correção da velocidade passa a ser função de $\beta_{\sigma\sigma}, \beta_G, \beta, \beta_X/\beta, \beta_V = f(\beta_{\sigma\sigma}, \beta_G, \beta, \beta_X/\beta)$. Considerando que a influência dos fatores que causam a não similaridade sejam independentes, $f(\beta_{\sigma\sigma}, \beta_G, \beta, \beta_X/\beta)$ pode ser decomposta em duas funções: $f1(\beta_{\sigma\sigma}, \beta_G, \beta)$ e $f2(\beta_X/\beta)$.

A determinação de $f1$ pode ser feita igualando isolando a variável β_V do fator de escala de massa da Tabela 4.6. Obtendo a Equação 4.25:

$$\begin{aligned}\beta_G &= \beta_{\sigma\sigma}\beta_V^{q-2}\beta^{3-q} \\ \beta_V &= \beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)}\end{aligned}\quad (4.25)$$

Igualando os demais grupos adimensionais e inserindo a Equação 4.25 obtemos os fatores de escala para $f1$, $f2$ é calculado de forma similar ao caso 2. Com isso obtemos os fatores para o caso 4 mostrados na Tabela 4.7.

Importante comentar que quando não existir distorção geométrica nos casos 3 e 4 a função 2 passa a ser igual a 1. Fazendo desse modo com que exista dependência apenas dos fatores da função 1.

Tabela 4.7 – Fatores de escala entre o protótipo e o modelo escritas na base VSG-mdg.

Variável	Fator
deslocamento, δ	β
massa, G	β_G
deformação, ε	β/β_X
velocidade, V	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nV}$
taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}$	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\dot{\varepsilon}}$
aceleração, A	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{2/(2-q)} \beta^{(q+2)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nA}$
tensão, σ	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\sigma}$
força, F	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{4(q-1)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{nF}$
tempo, t	$\beta_{\sigma\sigma}^{1/(q-2)} (\beta^3/\beta_G)^{1/(q-2)} \beta^{2/(2-q)} (\beta_X/\beta)^{nt}$
energia, E	$\beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{(5q-6)/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{2nV}$

Nessa base o nome VSG-mdg é dado pelo fato de considerar a diferença nas curvas tensão-deformação dos materiais do modelo e do protótipo (m), a distorção geométrica (d) e também a limitação da massa de impacto no modelo (g).

Consideramos, para exemplificar a utilização da base do caso 4, a mesma viga bi-apoiada já estudada nos demais exemplos. Porém aqui terão limitações no aparato experimental do modelo, onde a massa de queda será a metade do protótipo como mostrada na Figura 4.8. Além disso, nesse exemplo não teremos distorção geométrica, ou seja, $f_2 = 1$.

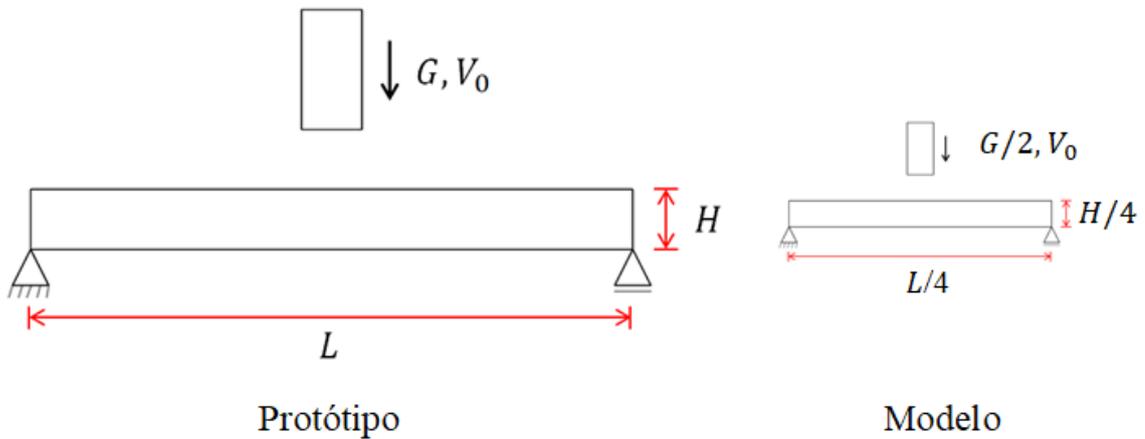


Figura 4.8 – Exemplo de utilização da base VSG-mdg.

Utilizando o modelo de Norton-Hoff, Equação 2.5, ignorando o encruamento do material e utilizando os parâmetros de materiais $K=1000$ e $q = 0,2$, temos:

a) **Para o protótipo:**

$$\sigma_{dp} = K (\dot{\epsilon}_p)^q \rightarrow \text{se } \dot{\epsilon}_p = 0,001 \rightarrow \sigma_{dp} = 251 \text{ MPa}$$

b) **Para o modelo:**

$$\sigma_{dm} = K (\dot{\epsilon}_m)^q$$

Se $\dot{\epsilon}_m$ é escalonado por $\beta_{\dot{\epsilon}} = \beta_{\sigma\sigma}^{1/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\dot{\epsilon}}$, como o material do modelo e do protótipo são o mesmo e não existe distorção geométrica entre o protótipo e o modelo, portanto pode ser calculado como $\beta_{\dot{\epsilon}} = (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)}$.

A determinação do fator de escala de massa β_G é feita utilizando $\beta_G = G_m/G_p$, portanto temos:

$$\beta_G = \frac{G_m}{G_p} = \frac{0,5}{1} = 0,5 \quad (4.26)$$

Com isso $\beta_{\dot{\epsilon}} = (\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)} = 0,6804$, $\dot{\epsilon}_m = 0,00068$ e $\sigma_{dm} = 232$ MPa.

A Figura 4.9 mostra uma visualização dos resultados para tensão dinâmica do protótipo e do modelo.

Pela utilização da base VSG-mdg foi possível observar que os fatores $\beta_{\dot{\epsilon}}$ e β_{σ} mantém-se compatíveis. Isso pode ser compreendido melhor se aplicarmos diretamente o fator de escala de tensão ao resultado de tensão dinâmica do protótipo como mostrado abaixo.

Como $\beta_{\sigma\sigma} = \beta_{\sigma\sigma}^{2/(2-q)} (\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)} (\beta_X/\beta)^{n\sigma} = 0,9259$. Então a tensão dinâmica no modelo é calculada como $\sigma_{dm} = \sigma_{dp} \cdot \beta_{\sigma} = 232$ MPa.

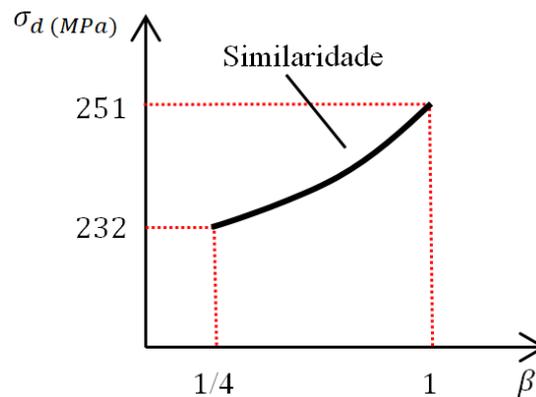


Figura 4.9 – Tensão dinâmica no protótipo e no modelo para a base VSG-mdg.

4.2 Comentários e Discussões

Neste capítulo foram comentadas quatro casos de situações comuns que podem acontecer em um determinado teste em escala reduzida.

Primeiramente mostrou-se a incompatibilidade das variáveis $\beta_{\dot{\epsilon}}$ e β_{σ} existente na base MLT. Sendo que essa incompatibilidade foi corrigida, considerando o efeito da taxa de deformação, alterando a velocidade de impacto e mantendo a massa de impacto inalterada, $\beta_G = \beta^3$. Num segundo momento, foi acrescentado a distorção geométrica do modelo, onde foi contornado acrescentando uma função que leva em consideração tal fato corrigindo o problema. E por fim discutiu-se dois casos que leva em consideração as limitações no aparato experimental, corrigindo a velocidade ou massa de impacto conforme o caso.

É importante observar, que a correção através da velocidade fornece resultados melhores que a correção realizada pela massa de impacto. E ainda para que seja adequado, é necessário que a massa da estrutura seja muito menor que a massa de impacto.

Uma das grandes preocupações em representar uma estrutura complexa em escala é o modo de como construí-la. Obviamente a escolha da escala deve considerar a forma construtiva e a dificuldade de manter a resposta do material o mais homogênea possível. Para tanto na sequencia desse trabalho serão desenvolvidos testes onde poderá ser verificado na prática a fabricação de modelos em escala reduzida.

Também será realizado comparativos com ensaios encontrados na literatura e discutido a utilização de cada uma das bases estudadas nesse capítulo. Por fim mostra-se a aplicação dessas bases em modelos simulados aplicados a impacto contra uma estrutura de um ônibus.

Importante ressaltar que essa forma de trabalhar com fatores de escala não é a única forma, porém é visto como uma maneira de replicar o que já é utilizado na área naval por Oshiro, 2010 e Mazzariol et al., 2010. Também é importante comentar que aqui nesse trabalho não houve escalonamento da massa específica nem do módulo de elasticidade por estarmos trabalhando com o mesmo material no modelo e no protótipo, alterando apenas a espessura no caso do modelo.

5 APLICAÇÃO 1: ESTUDO DE UMA JUNTA METÁLICA

5.1 Introdução

Neste capítulo estudou-se a aplicabilidade das leis de similaridade a um componente, submetido à condição de impacto, previamente ensaiado. O objetivo deste primeiro estudo foi avaliar a influência de cada variável escalonada e verificar a possibilidade de realizar um experimento com modelos em escala reduzida que represente este componente.

Para isso utilizou-se como protótipo a junta metálica estudada por Gao et al., 2018, sujeita à impacto de um bloco.

Primeiramente representou-se a condição ensaiada pelos autores citados, sendo a mesma simulada considerando esta a simulação numérica do protótipo, em seguida aplicou-se os fatores de escala para representar esse protótipo através de um modelo em escala reduzida.

Os fatores de escala foram aplicados e um modelo simulado utilizando quatro casos estudados no capítulo anterior. Por fim os resultados são apresentados e discutidos onde avaliaram-se os modos de deformação, o deslocamento da junta, a força de impacto, a energia absorvida, a tensão e a deformação, de maneira a comparar as diferenças entre os tipos de fatores de escala utilizados.

5.2 Descrição do Ensaio do Protótipo

A junta, ensaiada por Gao et al., 2018, era formada por dois tubos soldados formando um "T", sendo o tubo vertical com seção transversal circular e o horizontal com seção transversal quadrada, conforme mostra a Figura 5.1. Para construção desses componentes, os autores utilizaram aço carbono laminado à quente.

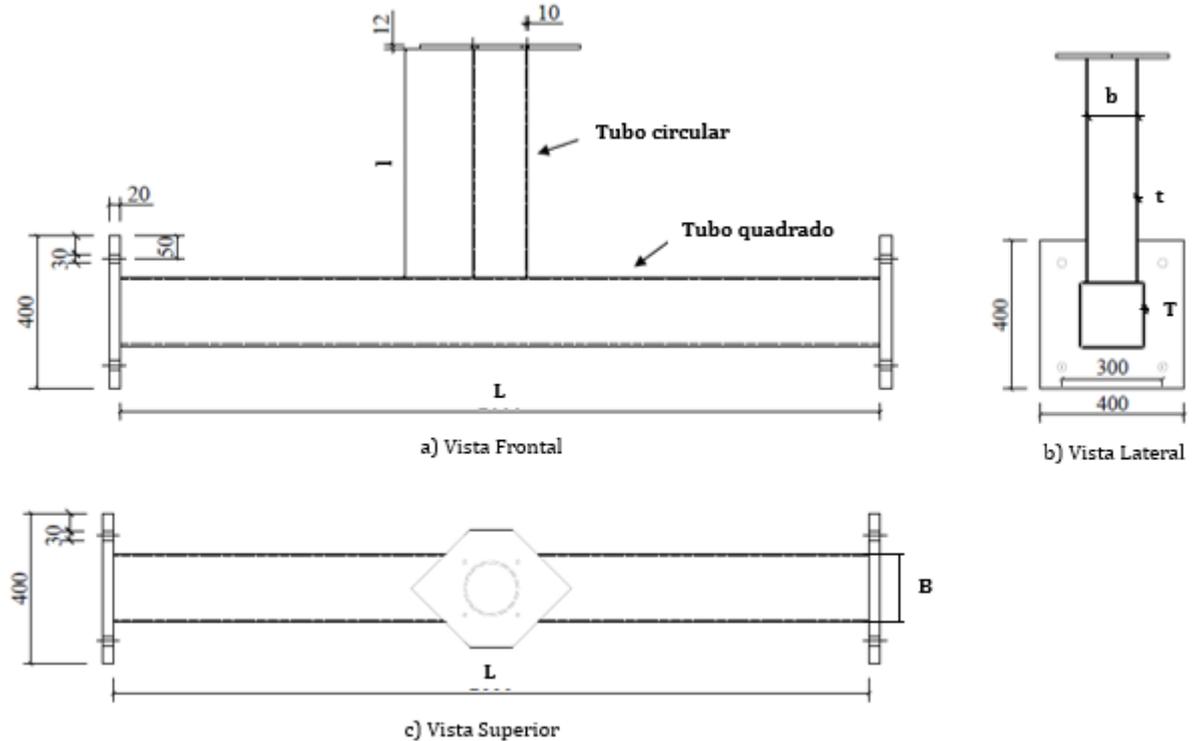


Figura 5.1 – Geometria do protótipo da junta T, dimensões em mm [Gao et al., 2018].

As dimensões utilizadas para os tubos da junta metálica do protótipo são mostradas na Tabela 5.1, onde B, T e L são, respectivamente, a altura, a espessura e o comprimento do tubo de seção transversal quadrada enquanto b, t e l representam as mesmas cotas do tubo de seção transversal circular.

Tabela 5.1 – Dimensões da junta T.

Ensaio	Tubo Quadrado B x T x L (mm)	Tubo Circular b x t x l (mm)
Protótipo	180x5x2000	108x5x1000

Na ponta superior do tubo circular foi impactada uma massa de 339 kg com velocidade de 4 m/s e altura de queda de 0,82 m. O equipamento utilizado no ensaio está mostrado na Figura 5.2, onde é mostrada a junta em "T", destacada em amarelo.

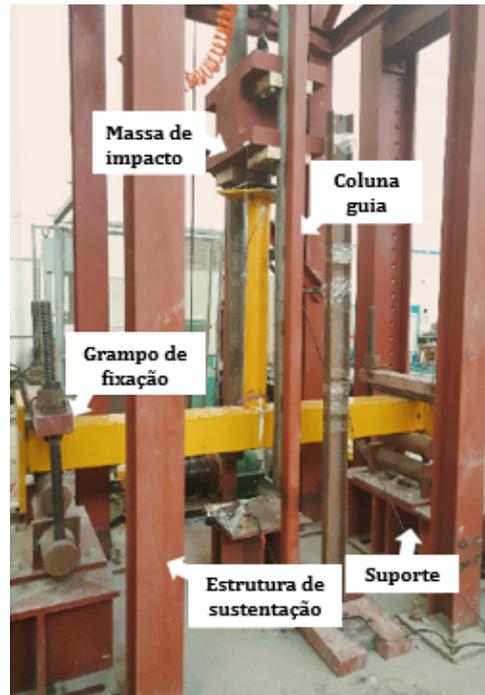


Figura 5.2 – Equipamento utilizado no experimento [Gao et al., 2018].

5.3 Descrição da Simulação Numérica do Protótipo

O modelo de elementos finitos foi desenvolvido no programa LS-DYNA R.4.2.1. Todas as seções foram modeladas utilizando elementos de casca com 5 pontos de integração. Possuindo um total de 186.434 elementos. A massa de impacto constitui-se por elementos rígidos. Para o contato entre as superfícies da junta e do bloco impactante utilizou-se coeficiente de atrito estático de 0,4 e dinâmico 0,3.

O modelo utilizado para representar o material foi o "*Piecewise Linear Plasticity*", colocando a curva do material considerando material elastoplástico com endurecimento linear. Sendo os valores de tensão de escoamento de 338,1 MPa, tensão de ruptura de 438,6 MPa, alongamento de 26% e módulo de elasticidade de 207 GPa, valores obtidos por ensaio de tração no estudo de Gao et al., 2018.

Para computar os efeitos da taxa de deformação, utilizou-se as leis constitutivas de Cowper-Symonds e de Norton-Hoff, ambas já mencionadas no Capítulo 2 deste trabalho. Os valores utilizados para as variáveis dessas leis constitutivas foram $D = 40,4$, $p = 5$ e $q = 0,077$.

5.4 Descrição da Simulação Numérica dos Modelos

Para a análise numérica dos modelos, aplicaram-se quatro condições de similaridade na junta metálica mostrada na Figura 5.1, totalizando quatro análises. Em todas as análises utilizou-se um fator de escala de $\beta = 1/5$, representando o teste cinco vezes menor que o protótipo.

As dimensões utilizadas para os tubos da junta metálica dos modelos são mostradas na Tabela 5.2, onde B, T e L são, respectivamente, a altura, a espessura e o comprimento do tubo de seção transversal quadrada enquanto b, t e l representam as mesmas cotas do tubo de seção transversal circular.

Tabela 5.2 – Dimensões da junta T em escala.

Ensaio	Tubo Quadrado B x T x L (mm)	Tubo Circular b x t x l (mm)
Modelo 1/5	36x1x400	21,6x1x200

Os fatores de escala que representam essas quatro análises foram encontrados utilizando-se a teoria de similaridade apresentada no Capítulo 4. Algumas ressalvas foram admitidas: considerou-se que os materiais do protótipo e do modelo possuíam a mesma curva tensão-deformação ($\beta_{\sigma_0} = 1$) e, além disso, a geometria do modelo não foi distorcida ($f_2 = 1$), ou seja, todos os componentes da junta foram escalonados utilizando-se o fator de escala geométrico $\beta = 1/5$.

Análise 1: utilizou-se a base MLT, apresentada na Tabela 4.1. Conforme mostrado no Capítulo 4, existe uma incompatibilidade entre alguns fatores dessa base e, além disso, não considera a taxa de deformação nos fatores de escala, mas será explorada para um estudo comparativo com as outras análises.

Análise 2: utilizou-se a base VSG-m, estudada no caso 1 do Capítulo 4. Porém aqui considerou-se que os materiais do protótipo e do modelo possuíam a mesma curva tensão-deformação ($\beta_{\sigma_0} = 1$).

Análise 3: utilizou-se a base VSG-mdv, estudada no caso 3 do Capítulo 4. Porém aqui considerou-se que os materiais do protótipo e do modelo possuíam a mesma curva tensão-deformação ($\beta_{\sigma_0} = 1$) e a geometria do modelo não foi distorcida ($f_2 = 1$).

Análise 4: utilizou-se a base VSG-mdg, estudada no caso 4 do Capítulo 4. Porém

aqui considerou-se que os materiais do protótipo e do modelo possuíam a mesma curva tensão-deformação ($\beta_{\sigma 0} = 1$) e a geometria do modelo não foi distorcida ($f_2 = 1$).

Com isso os fatores de escala para as quatro análises são apresentadas na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Fatores de escala utilizados para o estudo de caso.

Variável	Análise 1	Análise 2	Análise 3	Análise 4
deslocamento, δ	β	β	β	β
massa, G	β^3	β^3	$\beta_V^{q-2} \beta^{3-q}$	β_G
deformação, ε	1	1	1	1
tensão, σ	1	$\beta^{2q/(q-2)}$	$\beta_V^q \beta^{-q}$	$(\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{2q/(q-2)}$
tempo, t	β	$\beta^{2/(q-2)}$	β/β_V	$(\beta^3/\beta_G)^{1/(q-2)} \beta^{2/(2-q)}$
velocidade, V	1	$\beta^{q/(q-2)}$	β_V	$(\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)}$
taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}$	$1/\beta$	$\beta^{2/(q-2)}$	β_V/β	$(\beta^3/\beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{2/(q-2)}$
aceleração, A	$1/\beta$	$\beta^{(q+2)/(q-2)}$	β_V^2/β	$(\beta^3/\beta_G)^{2/(2-q)} \beta^{(q+2)/(q-2)}$
força, F	β^2	$\beta^{(4q-4)/(q-2)}$	$\beta_V^q \beta^{2-q}$	$(\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{(4q-4)/(q-2)}$
energia, E	β^3	$\beta^{(5q-6)/(q-2)}$	$\beta_V^q \beta^{3-q}$	$(\beta^3/\beta_G)^{q/(2-q)} \beta^{(5q-6)/(q-2)}$

As características das quatro análises são apresentadas na Tabela 5.4, onde $H_{m\acute{a}x}$ representa a altura de queda do bloco impactante, V a velocidade de impacto, G a massa do bloco de impacto, e β , β_V , β_G , são respectivamente os fatores de escala geométrico, de velocidade e de massa entre os modelos e o protótipo.

Tabela 5.4 – Características aplicadas nos ensaios.

Ensaio	$H_{m\acute{a}x}$ (m)	V (m/s)	G (Kg)	β	β_V	β_G
Análise 1	0,8200	4	2,7120	0,2	1	0,008
Análise 2	0,9300	4,266	2,7120	0,2	1,0666	0,008
Análise 3	0,5000	3,1321	4,9134	0,2	0,7830	0,0145
Análise 4	0,0450	0,9373	50	0,2	0,2343	0,1475

5.5 Resultados

5.5.1 Comparação do Ensaio do Protótipo e Simulação do Protótipo

Os resultados na simulação possui boa concordância com os obtidos experimentalmente, conforme ilustra a Figura 5.3. As espessuras dos elementos de casca foram habilitadas na visualização para facilitar a comparação qualitativa dos resultados.

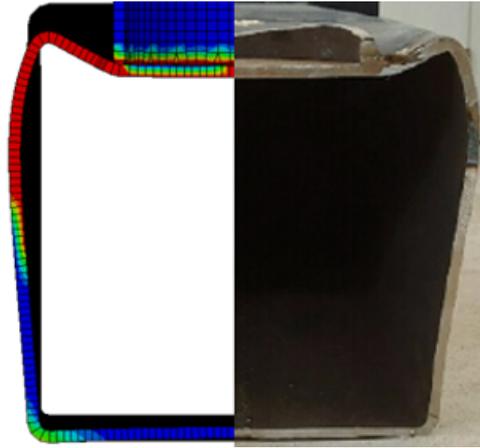


Figura 5.3 – Comparativo ensaio numérico e experimental (a simulação foi desenvolvida neste trabalho enquanto os resultados experimentais foram extraídos de Gao et al., 2018).

O deslocamento vertical do tubo circular do protótipo numérico foi comparado com o resultado do experimental mostrado na Figura 5.4. Percebe-se boa correlação entre os resultados obtidos nas simulações dos modelos e do protótipo.

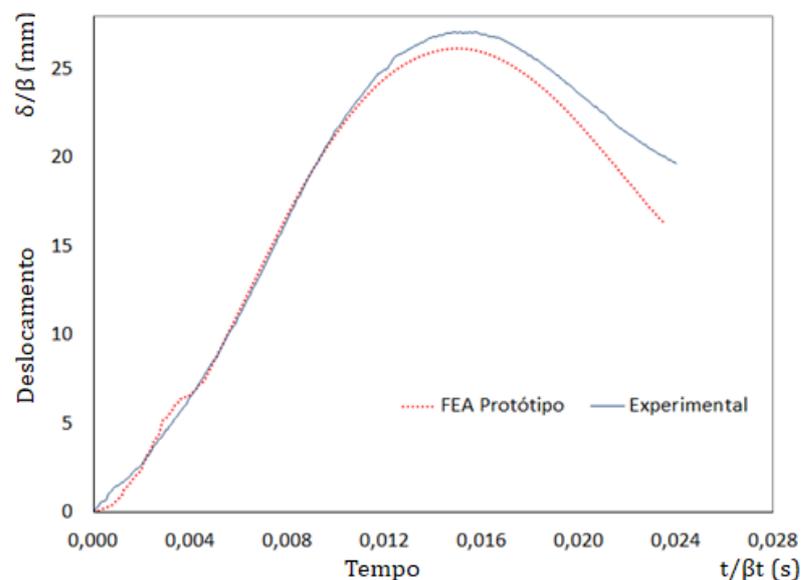


Figura 5.4 – Comparativo do deslocamento no tempo entre o protótipo experimental e numérico.

Verificando os valores máximos de deslocamentos vertical do tubo circular na Tabela 5.5, observa-se que o protótipo numérico forneceu resultados satisfatórios. Como métrica, comparou-se o erro relativo percentual entre os resultados para cada análise. Esse erro foi calculado utilizando a equação $Erro = |Valor_{medido} - Valor_{referencia}|$

$/ Valor_{referencia}$, onde o valor de referência para comparação, utilizado foi o do protótipo ensaiado. Na Tabela 5.5 também são apresentados os valores de energia absorvida pela junta e força de impacto.

Tabela 5.5 – Resultados comparados entre o protótipos

Ensaio	Deslocamento (mm)	Erro (%)	Energia (kJ)	Erro (%)	Força (kN)	Erro (%)
Exp. Protótipo	27,1	-	2,6	-	96,20	-
Num. Protótipo	26,2	3,32	2,72	4,61	111,61	16,02

5.5.2 Comparação da Simulação do Protótipo e dos Modelos

Sobre os modos de deformação pode-se perceber através da Figura 5.5, que os modelos numéricos em escala foram capazes de capturar o comportamento de deformação da junta sujeita a carga de impacto, representando para todas as escalas testadas, uma coincidência com o protótipo. Nessa figura os modelos foram colocados na mesma escala do protótipo, afim de comparar os modos de deformação.

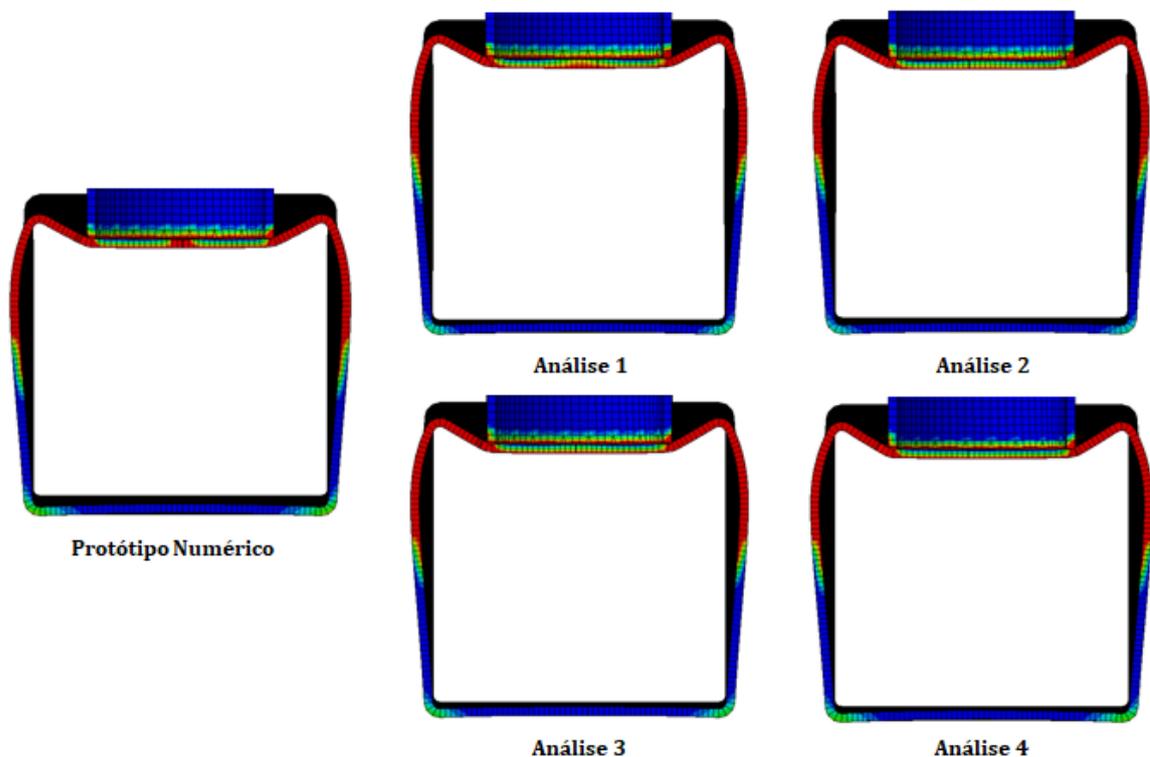


Figura 5.5 – Comparativo modos de deformação.

O deslocamento vertical do tubo circular, para todos os modelos em escala, foi comparado com o resultado do protótipo, como mostrado na Figura 5.6. Percebe-se boa correlação entre os resultados obtidos nas simulações dos modelos e do protótipo.

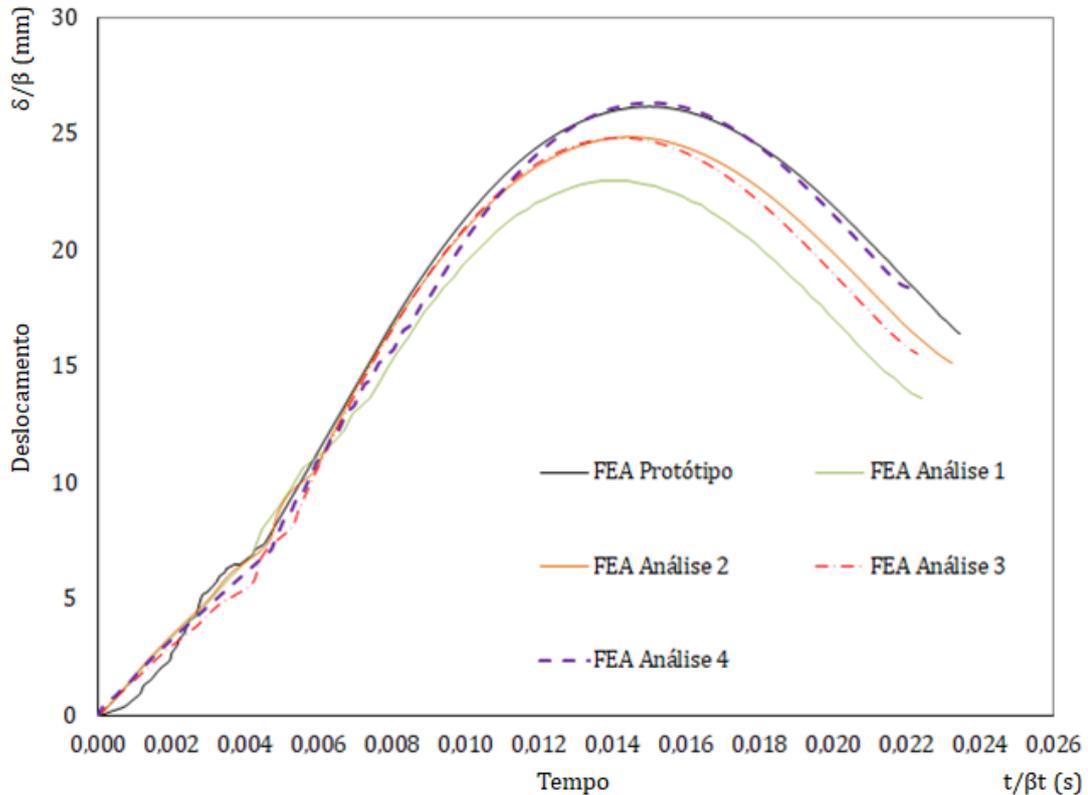


Figura 5.6 – Comparativo do deslocamento no tempo entre protótipo e modelos.

Na Tabela 5.6 verifica-se o deslocamento máximo do tubo vertical, a energia absorvida pela junta e a força de impacto, comparando os resultados das análises realizadas nos modelos com o protótipo numérico.

Tabela 5.6 – Resultados comparados entre o protótipo e modelo

Ensaio	Deslocamento (mm)	Erro (%)	Energia (kJ)	Erro (%)	Força (kN)	Erro (%)
Num. Protótipo	26,2	-	2,72	-	111,61	-
Análise 1	23	12,21	2,76	4	117,82	5,56
Análise 2	24,9	4,96	2,76	4	111,95	0,28
Análise 3	24,8	5,34	2,71	1	114,8	3,02
Análise 4	26,3	0,38	2,71	1	123,03	10,23

Como forma de avaliar as análises numéricas e comparar as bases utilizadas, medi-

se a tensão e também a deformação de um ponto específico da amostra. O ponto utilizado para medir as variáveis é o de maior tensão, ou seja, utilizou-se o elemento 37004 sendo que a tensão máxima encontrada foi na parte interna, o mesmo localiza-se na região delimitada pelo círculo na cor verde mostrado na Figura 5.7.

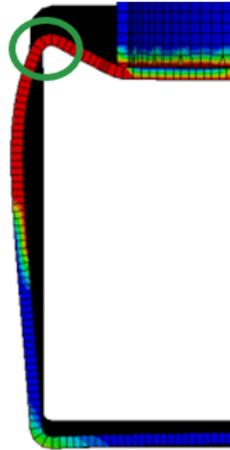


Figura 5.7 – Região com o ponto utilizado para medição da tensão e da deformação.

Nas Figuras 5.8 e 5.9 são apresentados o comportamento da tensão e da deformação ao longo do tempo, comparando as bases utilizadas com o protótipo.

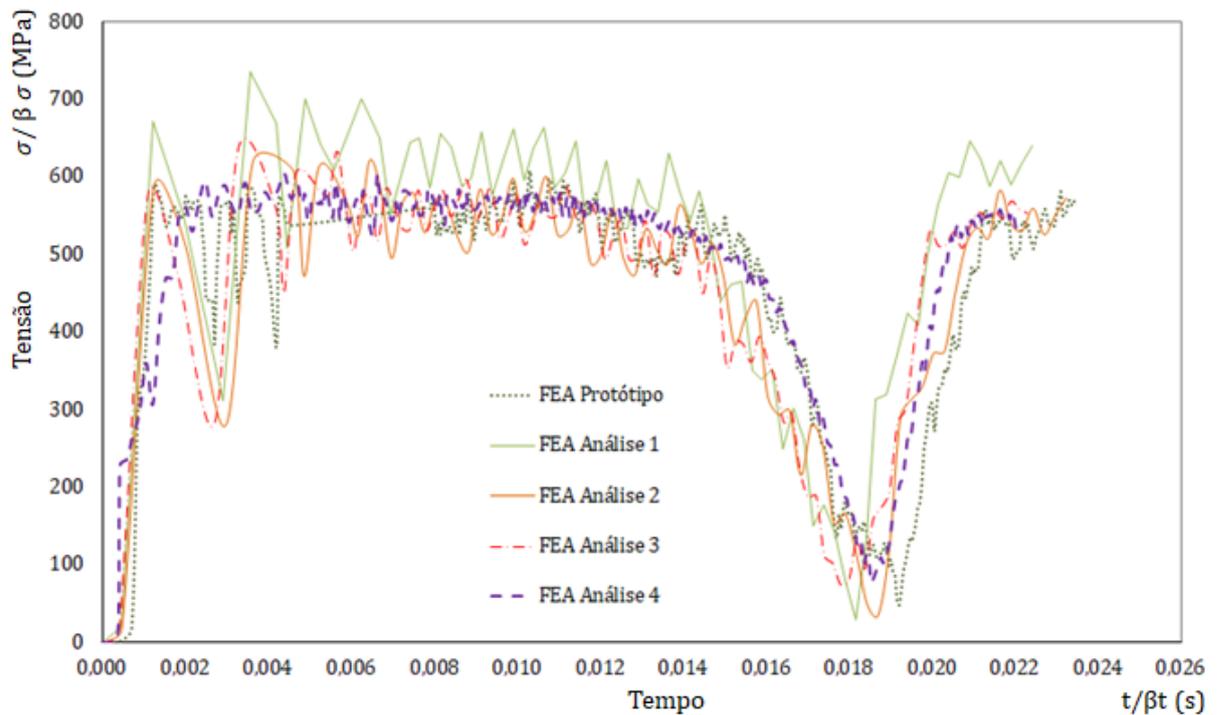


Figura 5.8 – Comparativo da tensão no tempo entre protótipo e modelo.

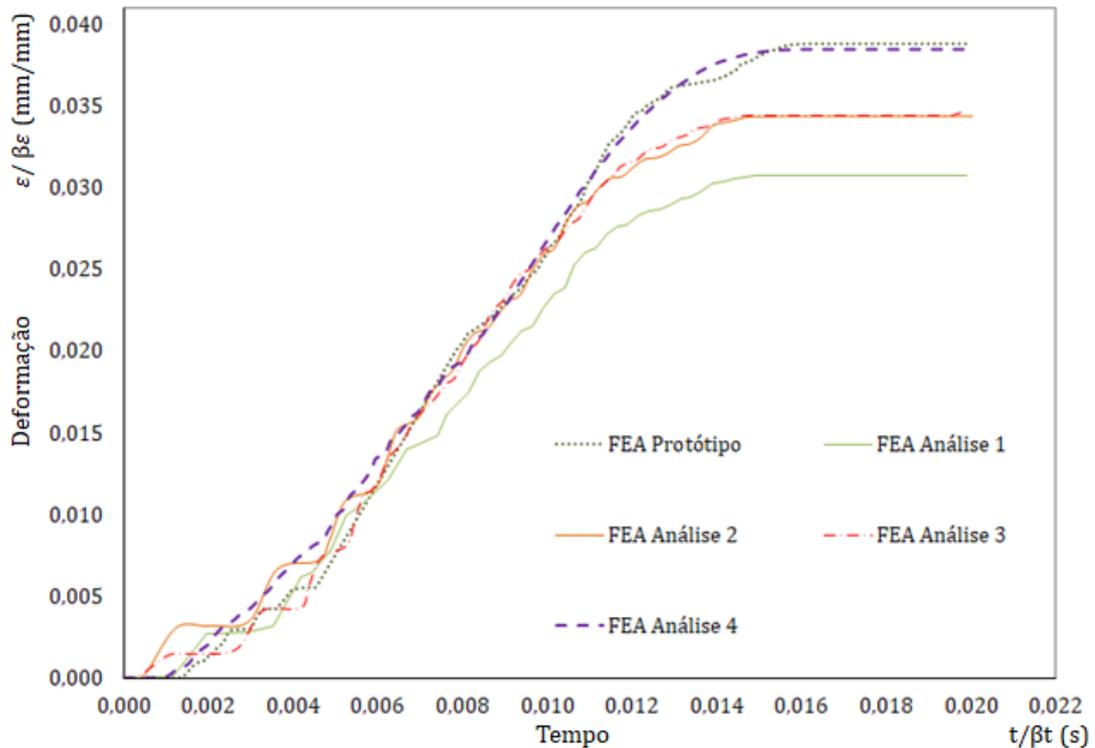


Figura 5.9 – Comparativo da deformação no tempo entre protótipo e modelo.

5.6 Comentários e Discussões

Pela abordagem apresentada nesse estudo foi mostrado que o comportamento de estruturas em escala real podem ser representadas em escala reduzida através das leis de similaridade, desde que esses modelos levem a dependência da taxa de deformação em consideração. Os estudos comparativos de modos de deformação se mostraram coerentes entre a análise numérica e o ensaio do protótipo, e, também entre todos as análises dos modelos.

Nesse estudo fica evidenciado que a base MLT não pode ser utilizado para representar estruturas sujeitas a impacto, com a taxa de deformação envolvida. Esse fato pode ser comprovado quando observarmos na Tabela 5.6 o deslocamento máximo do tubo vertical, onde na análise 1 obteve-se um erro de 12,21% em relação ao protótipo numérico, já para o caso onde se considera-se a similaridade considerando a taxa de deformação, por exemplo na Análise 4, esse erro cai para 0,38%. Outro fato que corrobora essa afirmação pode ser observado na Figura 5.8 onde a tensão ao longo do tempo, para o ponto avaliado, destoa em relação as outras bases utilizadas e também em relação ao protótipo. Na Figura 5.9 é possível observar que na Análise 1 também fica com a deformação abaixo

do protótipo e das demais bases utilizadas nos modelos, ao passo que deveriam ser iguais pois a deformação não é escalonada, conforme mostrado na Tabela 5.3 $\beta_\varepsilon = 1$ para todas as análises.

Já se observarmos a força de impacto a base da análise 4, que modifica a massa de impacto causa um desvio nos valores de erro relativo em relação ao protótipo que chega a 10,23%. Os valores comparados para energia absorvida pela junta tiveram resultados bem similares chegando ao erro máximo relativo de 4% para análises 1 e 2.

6 APLICAÇÃO 2: TESTE DE QUEDA DE PESO - DWT

6.1 Introdução

Neste capítulo descreve-se um ensaio de impacto por queda de peso, denominado DWT (*Drop Weight Test*). O objetivo desse teste foi avaliar experimentalmente as leis de similaridades aplicadas em tubos de parede fina comumente utilizados para fabricação estrutural de ônibus. Esse teste foi comentado com detalhes na seção 2.4.

A aplicação das leis de similaridade nesse estudo de caso teve a seguinte sequência: primeiramente realizou-se o teste em escala real (protótipo) em um tubo de 80x40x1,95 mm com 800 mm de comprimento. Num segundo momento, é realizada uma análise numérica representativa do ensaio, para isso a caracterização dos materiais, utilizados nos corpos de prova, é efetuada. No próximo passo é realizada uma análise numérica em escala reduzida, utilizando as leis de similaridade em um tubo de 20x10x0,95 mm com 200 mm de comprimento. Nesse ponto é utilizado um método iterativo com o objetivo de encontrar, através das variáveis de escala, a altura de queda da massa de impacto do modelo, que representa o comportamento do ensaio do protótipo. Por fim, um ensaio em escala reduzida é realizado indicando a base utilizada e também as considerações para encontrá-la.

6.2 Descrição do Ensaio do Protótipo

O ensaio DWT foi realizado com uma amostra que representa o protótipo, foi impactada uma amostra do tubo 80x40x1,95 mm com 800 mm de comprimento. Essa amostra foi fabricada utilizando o material ZAR 230. Tomou-se o cuidado na fixação da amostra no equipamento, para que não ocorram deformações nas mesmas durante o ensaio, representando uma condição de tubo bi-engastado.

Para a amostra testada, dados de aceleração e deslocamento do bloco impactador de 162 Kg, foram mensurados através da instrumentação realizada, utilizando acelerômetro e transdutor para medição de deslocamento linear (LVDT), os quais podem ser observada na Figura 6.1 juntamente com o equipamento utilizado para realização do ensaio. Para computar o comportamento da amostra a altura de queda do bloco impactador foi de 600 mm.

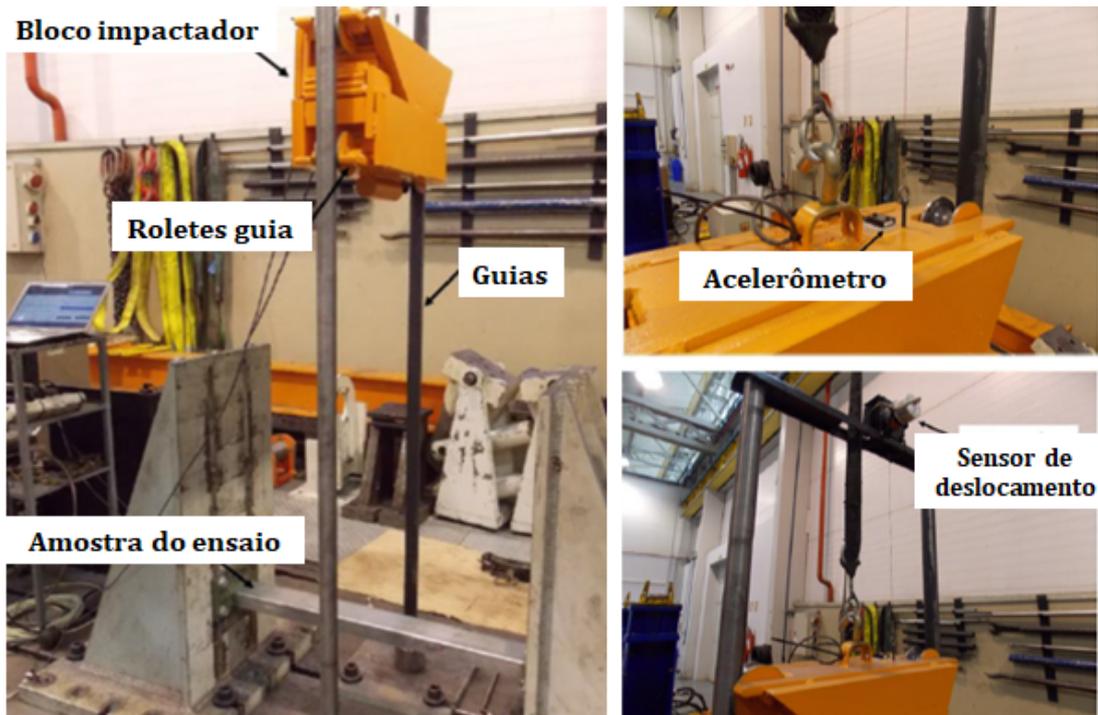


Figura 6.1 – Dispositivo de ensaio e equipamentos de medição.

6.3 Ensaio dos Materiais

Com o objetivo de avaliar as propriedades mecânicas desses materiais, foram realizados três ensaios de tração quase-estático, para cada bitola de tubo, usando uma máquina de ensaios universal, ilustrada na Figura 6.2, com velocidade de 0,1667 mm/s. As amostras foram extraídas dos tubos no sentido do seu comprimento e no formato correspondente de acordo com a Figura 6.3.

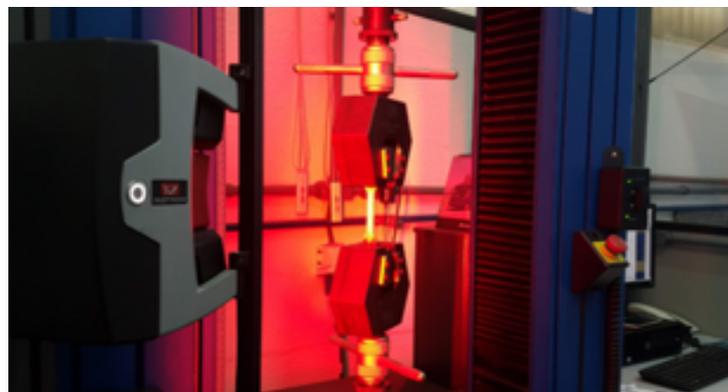


Figura 6.2 – Ensaio de tração.

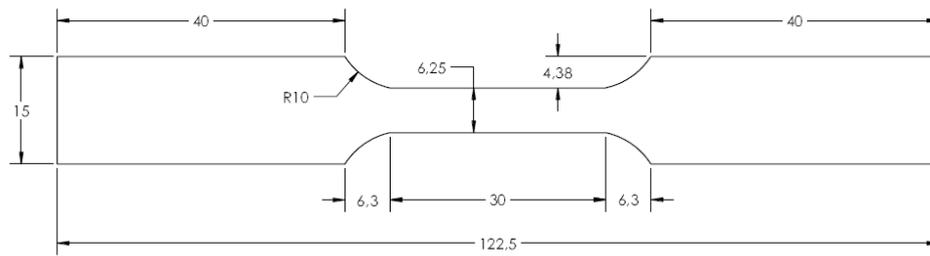


Figura 6.3 – Corpo de prova.

Duas bitolas de tubos diferentes foram utilizadas: 40x80x1,95 mm para construção do protótipo, o qual representa o teste comentado anteriormente, e 10x20x0,95 mm para construção do modelo em escala 1/4, que será comentado na próxima seção.

Os corpos de prova que melhor representaram os materiais foram o CP3 (40x80x1,95 mm) e CP2 (10x40x0,95 mm), devido ao fato dos mesmos terem comportamento médio dos ensaios realizados. As curvas tensão-deformação real desses materiais são apresentados na Figura 6.4.

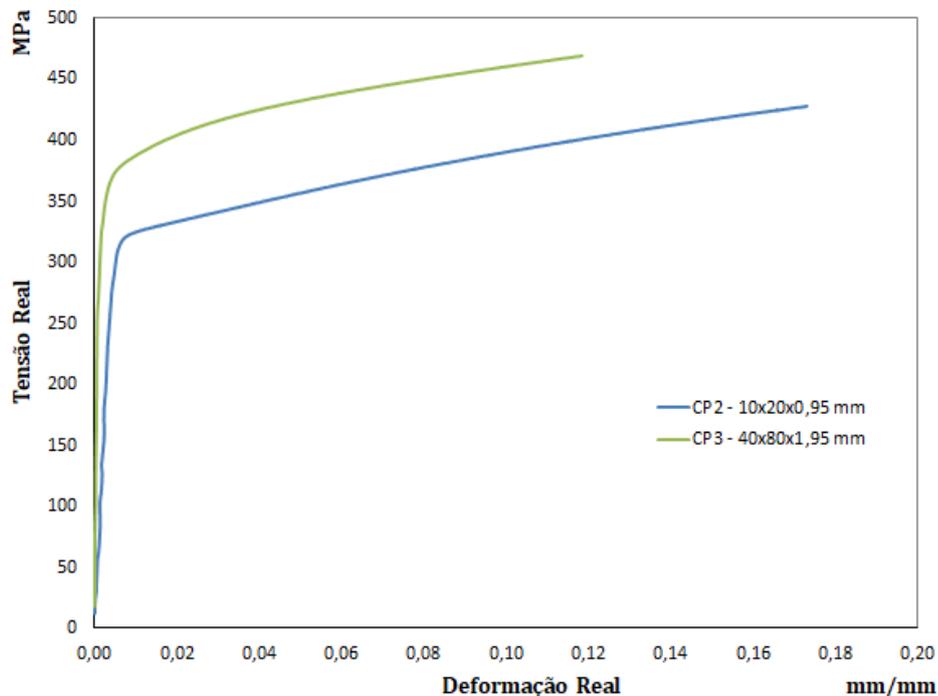


Figura 6.4 – Curvas tensão-deformação real.

É importante ressaltar que mesmo o material ser nominalmente o mesmo para ambos os tubos, eles apresentam uma diferença crucial em suas curvas tensão deformação.

A tensão de escoamento do tubo com bitola de 40x80x1,95 mm é aproximadamente 11% maior do que a tensão de escoamento do tubo com bitola de 10x20x0,95 mm, sendo 349 e 314 MPa respectivamente.

Para a representação do material utilizado nas carrocerias de ônibus, é aplicado o MAT 24 (*piecewise linear plasticity*) do LS-DYNA. Esse material utiliza o modelo de Cowper-Symonds, e a equação que o rege é dado pela Equação 2.4.

Todos os parâmetros para representação desse material foram retirados dos ensaios de tração realizados. Para os parâmetros de material D e p, utilizaram-se os propostos por Jones, 2012, com $D = 40,4$ e $p = 5$.

Como critério de falha utilizou-se, o da máxima deformação plástica equivalente, onde esse critério é definido através do parâmetro PSFAIL do modelo do material escolhido. Conforme [Yoneda, 2013], este critério de falha possui um funcionamento simples, utilizando o estado de deformação plástica efetiva do elemento para desativá-lo ao atingir o valor limite. Como o dano se inicia no ponto de tensão máxima, com a estrição, é utilizada a deformação no ponto máximo da curva dos corpos de prova 2 e 3, que correspondem respectivamente a 0,17 e 0,12.

Para verificação da consistência dos dados obtidos, realizou-se uma simulação do ensaio de tração uniaxial. Essa verificação foi detalhada no Apêndice A.2.

6.4 Descrição da Simulação Numérica do Protótipo

Uma análise numérica do teste DWT foi realizada com o intuito de representar o comportamento do ensaio. Para essa análise, utilizou-se o software LS-DYNA R.4.2.1.

O protótipo avaliado possui um total de 16.588 elementos de casca com formulação *Belytschko-Tsay*. Utilizou-se o comando para controle do passo de tempo para soluções com escala de massa, para diminuir o tempo de análise, tomando o cuidado de adicionar no máximo 5% de massa ao modelo como recomenda Hallquist, 2006.

Para representação dos materiais assim como das soldas da amostra, utilizou-se a metodologia descrita nos Apêndices A.2 e A.3. Com isso o componente analisado numericamente ficou representado e simplificado como mostrado na Figura 6.5.

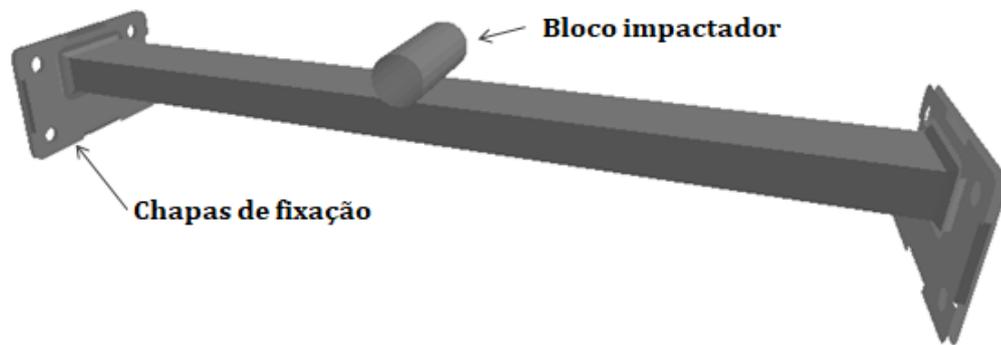


Figura 6.5 – Análise do protótipo.

6.5 Descrição da Simulação Numérica dos Modelos

Após a reprodução numérica do teste realizado, partiu-se para representação numérica do ensaio em escala reduzida. O modelo utilizado representou o protótipo numa escala reduzida em quatro vezes, e, como comentado anteriormente, foi utilizado o tubo com dimensões 10x20x0,95 mm de seção transversal e 200 mm de comprimento.

O protótipo avaliado possui um total de 27.756 elementos de casca com formulação *Belytschko-Tsay*, o procedimento para representação do material e das condições de contorno seguiu os parâmetros da análise do protótipo, discutido na seção anterior. Na Figura 6.6 é mostrado a análise do modelo.

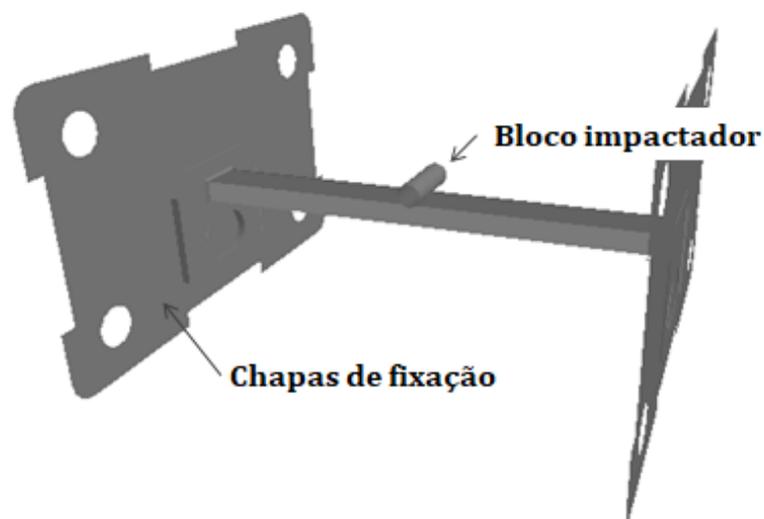


Figura 6.6 – Análise em escala reduzida 1/4.

Como pode ser notado, a espessura do modelo não obedece o fator de escala $\beta = 1/4$, e com isso tem-se um caso de similaridade imperfeita, ou distorcida. Outro ponto importante nessa análise é o fato da construção do aparato experimental não ser escalonado, ou seja, a massa do bloco impactante será a mesma no protótipo e no modelo, ou seja, 162 kg.

No capítulo 4 foi mostrado uma técnica de compensação da velocidade para minimizar a massa impactante excessiva no modelo. Os fatores de escala que representam essa condição foram estudadas no caso 4 e encontram-se na Tabela 4.7. Para esse caso a base de escalonamento é a VSG-mdg.

Conforme apresentado nessa tabela, a definição da velocidade de impacto do modelo é dada pelo fator de escala da Equação 6.1.

$$\beta_V = \beta_{\sigma_0}^{1/(2-q)} (\beta^3 / \beta_G)^{1/(2-q)} \beta^{q/(q-2)} (\beta_X / \beta)^{nV} \quad (6.1)$$

O fator de tensão de escoamento β_{σ_0} , foi definido como a razão de tensões de escoamento do modelo e do protótipo, $\beta_{\sigma_0} = \sigma_{0_{modelo}} / \sigma_{0_{prototipo}} = 314/349 = 0,8997$. Como a massa do bloco impactante no modelo e no protótipo é a mesma, $\beta_G = G_{modelo} / G_{prototipo} = 1$.

A determinação do fator nV é feita variando premeditadamente seu valor e avaliando uma variável de comparação. No nosso estudo de caso, dois modelos com a espessura geometricamente distorcidos pelos fatores β_{X1} e β_{X2} são utilizados. Para o modelo 1, considera-se uma espessura de 1,95 mm e um fator de distorção $\beta_{X1} = (X)_{m1} / (X)_p = 1,95/1,95 = 1$. Para o modelo 2, considera-se uma espessura de 0,95 mm e um fator de distorção $\beta_{X2} = (X)_{m2} / (X)_p = 0,95/1,95 = 0,4872$.

Nesse momento é então estipulado um valor para nV e avaliado os dois modelos. Quando existe similaridade completa entre os modelos e o protótipo, eles compartilham o mesmo expoente nV , a forma de determinar o expoente nV é chamado de método iterativo.

Na Tabela 6.1 são mostrados os cálculos para os fatores de escala. O valor da constante de material q é definido como 0,077 para o protótipo e modelo.

A variável f_1 corresponde a função 1, $f_1(\beta_{\sigma_0}, \beta_G, \beta)$, a variável f_2 corresponde a função 2, $f_2(\beta_X / \beta)$, V é a velocidade de impacto do bloco, $H_{máx}$ a altura de queda do bloco, δ é o deslocamento máximo do bloco impactante. O erro é calculado utilizando a

equação $Erro = |Valor_{medido} - Valor_{referencia}| / Valor_{referencia}$, onde o valor de referência é sempre do modelo 2.

Tabela 6.1 – Cálculo para encontrar o expoente nV

Modelo	nV	β_X	f1	f2	β_V	V (mm/s)	$H_{m\acute{a}x}$ (mm)	δ	Erro %
1	0,8	1	0,1191	3,0314	0,3488	1196,91	73,02	14,55	22,58
2		0,4872	0,1191	1,7053	0,1962	673,31	23,11	11,87	
1	0,7	1	0,1191	2,6390	0,3037	1041,98	55,34	11,96	10,33
2		0,4872	0,1191	1,5952	0,1836	629,85	20,22	10,84	
1	0,6	1	0,1191	2,2974	0,3037	907,09	41,94	9,76	1,51
2		0,4872	0,1191	1,4923	0,1836	589,20	17,69	9,91	

Através das análises mostrada na tabela anterior, o valor de nV que satisfaz os fatores de escala é 0,6, e com isso a velocidade do bloco impactante é de 589,20 mm/s e altura de queda de 17,69 mm.

6.6 Descrição do Ensaio do Modelo

A partir dos resultados das análises numéricas dos modelos, definiu-se a velocidade de impacto e a altura de queda do bloco impactante para a realização dos ensaios em escala reduzida.

Basicamente o teste seguiu a mesma metodologia do realizado em escala real, comentado na seção 6.2. Nessa etapa, a amostra era composta pelo tubo 10x20x0,95 mm e com 200 mm de comprimento. O material utilizado para construção foi o ZAR 230. Novamente tomou-se o cuidado na fixação da amostra do modelo no equipamento, com o objetivo de minimizar a ocorrência de deformações nas mesmas durante o impacto.

Os dados de aceleração e deslocamento do bloco impactante, foram coletados utilizando acelerômetro e sensor de deslocamento (LVDT), os mesmos utilizados no ensaio do protótipo. Estes podem ser vistos na Figura 6.7 juntamente com o equipamento utilizado. Uma observação importante é que nesse teste considerou-se a mesma massa de impacto utilizada no protótipo, ou seja 162 kg.

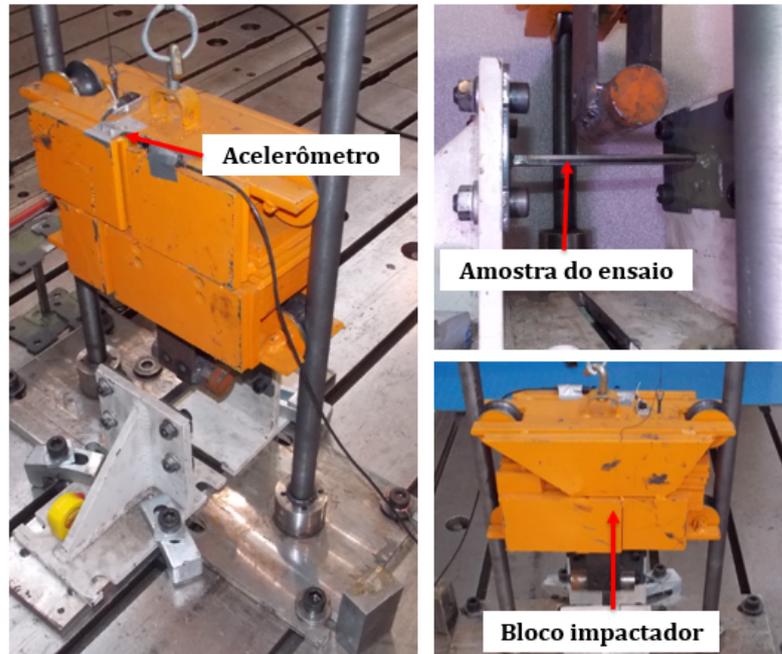


Figura 6.7 – Dispositivo de ensaio e equipamentos de medição.

6.7 Resultados

Na Figura 6.8 são mostrados os modos de deformação dos ensaios e análises realizadas.

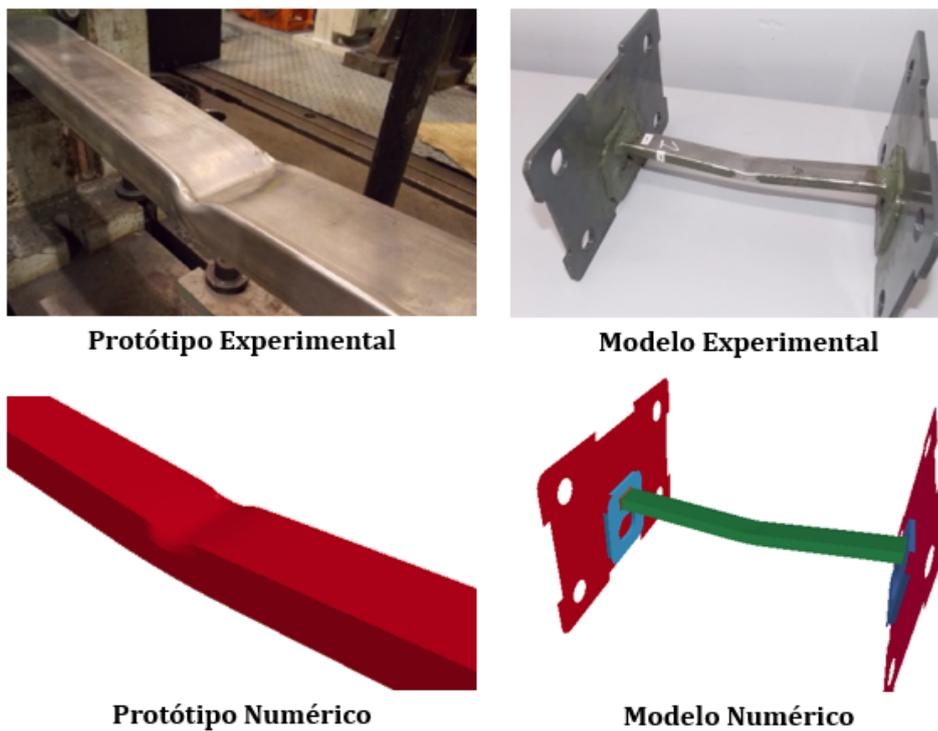


Figura 6.8 – Modos de deformação das amostras.

Como resultado para os modos de deformação, percebe-se que os modos gerados pelo modelo experimental coincide bem com o protótipo. Percebe-se também que as análises numéricas tanto do protótipo quanto do modelo, foram capazes de capturar o comportamento de deformação da amostra.

Para comparação com os modelos, os cálculos das variáveis de transposição foram realizados. Os procedimentos desses cálculos foram mostrados no capítulo 4 deste trabalho. Na Tabela 6.2 são representados as variáveis de transposição dos fatores de escala tempo e aceleração.

Tabela 6.2 – Cálculo das variáveis de transposição.

	β	β_X	β_X/β	Y = t (s)	Y = A (G)
modelo 1	0,25	1	4	0,0200	5,25
modelo 2	0,25	0,4872	1,95	0,0308	2,22
Y1/Y2				0,6493	2,3649
$ni = \log(Y1/Y2) / \log(\beta_{X1}/\beta_{X2})$				-0,6005	1,1970
$f2 = (\beta_X/\beta)^{ni}$				0,6699	2,2225
$modelo2 \Rightarrow f1$				2,1725	0,0529
$\beta_t = f1f2$				1,4553	-
$\beta_A = f1f2$				-	0,1176

Verificando os valores de deslocamento máximo vertical do bloco impactante, através da Tabela 6.3, comparou-se o erro relativo percentual entre os resultados ensaios e análises. Esse erro foi calculado utilizando a equação $Erro = |Valor_{medido} - Valor_{referencia}| / Valor_{referencia}$, onde o valor de referência para comparação, utilizado, foi o do protótipo ensaiado.

Tabela 6.3 – Deslocamento máximo do tubo vertical.

Ensaio	Deslocamento (mm)	Erro Relativo (%)
Protótipo Experimental	44,08	-
Protótipo Numérico	40,56	7,99
Modelo Experimental	44,06	0,04
Modelo Numérico	39,64	10,07

O deslocamento vertical do bloco impactante foi comparado para o protótipo e modelo, numérico e experimental, como mostrado na Figura 6.9. Percebe-se que a tendência de deslocamento com as curvas de tempo tem boa concordância.

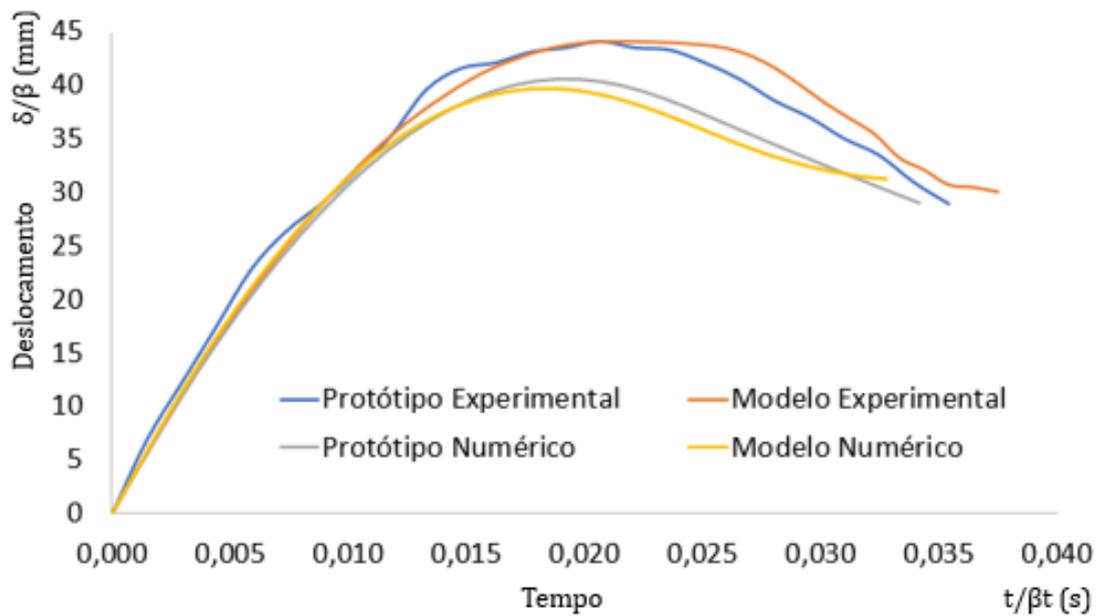


Figura 6.9 – Deslocamento em função do tempo.

Com isso foi observado que ocorre um erro entre o protótipo experimental e numérico de 7,99%. Sobre os modelos em escala reduzida em quatro vezes, foi possível perceber que o modelo experimental forneceu um erro relativo de apenas 0,04% quando comparado com o protótipo. O modelo numérico fornece um erro de 10,07% em relação ao protótipo experimental. Tal fato pode estar atrelado a utilização das constantes de materiais do modelo de Cowper-Symonds encontradas na literatura.

Ainda se compararmos o deslocamento permanente encontrada nos experimentos do protótipo e do modelo, percebe-se que ambos se comportaram de maneira similar, sendo 37,18 mm no protótipo e 38,04 mm no modelo.

Em relação a aceleração do bloco impactante, medidas nos ensaios do protótipo e do modelo, encontrou-se um valor de 17,85 g no protótipo e no modelo o valor encontrado foi de 2,19 g, corrigindo o valor encontrado no modelo dividindo pela variável de transposição β_A , calculada na Tabela 6.2, temos 18,62 g. Aqui o erro relativo, utilizando o protótipo experimental como referência é de 4,31%.

6.8 Comentários e Discussões

A abordagem utilizada nesse estudo permitiu representar de forma satisfatória um componente sujeito a condição de impacto, utilizando sua representação em escala

reduzida. Nesse estudo mostrou-se uma escala que pode ser utilizada para representar um protótipo mesmo que o equipamento possua limitações e que a geometria do modelo seja distorcida.

Os resultados tanto de deslocamento máximo e permanente nos mostram que ambos se comportam de maneira similar. Os modelos numéricos mostram que a taxa de deformação afetou seus resultados, muito pelo fato de não se ter realizado testes para encontrar as variáveis de materiais do modelo de Cowper-Symonds.

O método iterativo estudado, para encontrar as variáveis dos modelos, nos mostra que não necessita nenhuma informação do protótipo. Basta simular dois modelos até que esses tenham o menor erro numa variável de comparação, no caso o deslocamento do bloco impactante.

7 APLICAÇÃO 3: ANÁLISE DE UMA ESTRUTURA DE ÔNIBUS UTILIZANDO LEIS DE SIMILARIDADE

7.1 Introdução

Neste capítulo apresenta-se uma metodologia, desenvolvida através dos conceitos de similaridade, que avalie a estrutura da carroceria de um ônibus em um cenário de impacto frontal.

Para isso, primeiramente um ensaio do pêndulo foi realizado, afim de conhecer o comportamento da carroceria de um ônibus durante esse evento e calibrar a análise. Em seguida esse teste é representado numericamente em escala real e reduzida. Sendo que em escala reduzida são abordadas duas situações: com e sem distorção geométrica.

Por fim são realizados comentários e discussões a respeito da capacidade do teste do pêndulo em representar uma condição de impacto frontal real de um ônibus, sugerindo outros testes utilizando a teoria de similaridade apresentada.

7.2 Ensaio do Pêndulo

Conforme comentado na seção 2.5, os testes mais conhecidos para validar a resistência de uma estrutura de ônibus, sujeita à impacto frontal, são os testes do pêndulo regulamentado pela CONTRAN, 2016, e pela UNECE-R29, 2007. Ambas são equivalentes no quesito energia cinética imposta a estrutura, mas são diferentes no critério de avaliação. Enquanto o CONTRAN avalia o deslocamento longitudinal permanente a UNECE avalia o espaço de sobrevivência no posto do motorista.

Nesse trabalho utilizou-se a metodologia que o CONTRAN, 2016, propõe para execução do ensaio. Para realização desse teste, utilizou-se um módulo representativo da estrutura dianteira do primeiro anel resistente e dos elementos de união entre ambos, de uma carroceria de um ônibus.

A velocidade que deve atingir o pêndulo no momento do impacto é de 6,23 m/s, calculada pela Equação 2.7 com uma altura de queda de 2 m. Todo procedimento para realização do teste foi descrito no apêndice A.4.

A Figura 7.1 mostra a preparação para o impacto do pêndulo no lado oposto ao motorista.



Figura 7.1 – Ensaio experimental do teste do pêndulo.

7.3 Análise Numérica do Ensaio do Pêndulo

O modelo numérico utilizado neste trabalho é de um módulo representativo da região frontal de um micro-ônibus rodoviário com motor dianteiro. Alguns periféricos do veículo, como, por exemplo, o motor, foram simplificados para fins de análise, sempre buscando manter seu centro de gravidade original.

Como o teste do pêndulo estabelece que dois impactos sejam realizados com o pêndulo, na análise utilizou-se a opção *dynain* do LS-DYNA. Essa opção permitiu que após o primeiro pêndulo colidir com a estrutura, pode-se salvar a deformada da estrutura e importá-la para realizar o segundo impacto. Deixando assim a análise numérica o mais próxima possível do teste experimental.

Por questões de custo computacional na análise não foi considerado o revestimento externo da estrutura do ônibus. É importante ressaltar que o primeiro pêndulo impacta na região em frente ao posto do motorista e o segundo pêndulo no lado oposto ao motorista.

A ligação entre os tubos, utilizados para construção do modelo, foram realizadas através de nós coincidentes e a ligação entre o motor e o chassi foi feita utilizando elementos rígidos do tipo *spotwelds*.

O modelo avaliado possui um total de 347.686 elementos de casca com formulação *Belytschko-Tsay* e 561 elementos sólidos. Utilizou-se o comando para controle do passo de tempo para soluções com escala de massa, para diminuir o tempo de análise, tomando o cuidado de adicionar no máximo 5% de massa ao modelo e mantendo a energia de auto

deformação (*Hourglass*) abaixo de 5%.

Na Figura 7.2 é mostrada a estrutura da carroceria do ônibus utilizada.

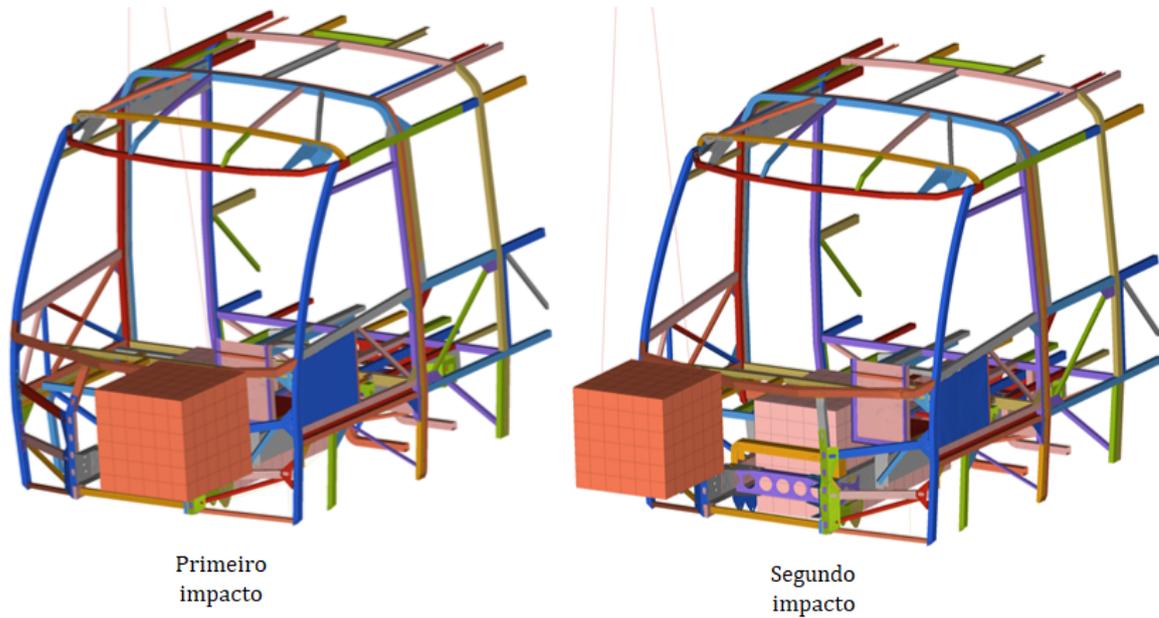


Figura 7.2 – Ensaio numérico do teste do pêndulo.

A caracterização dos materiais seguiu o mesmo procedimento utilizado no capítulo 6, sendo que as curvas tensão-deformação real, das regiões plásticas dos materiais, utilizados nesta análise, são mostradas na Figura 7.3.

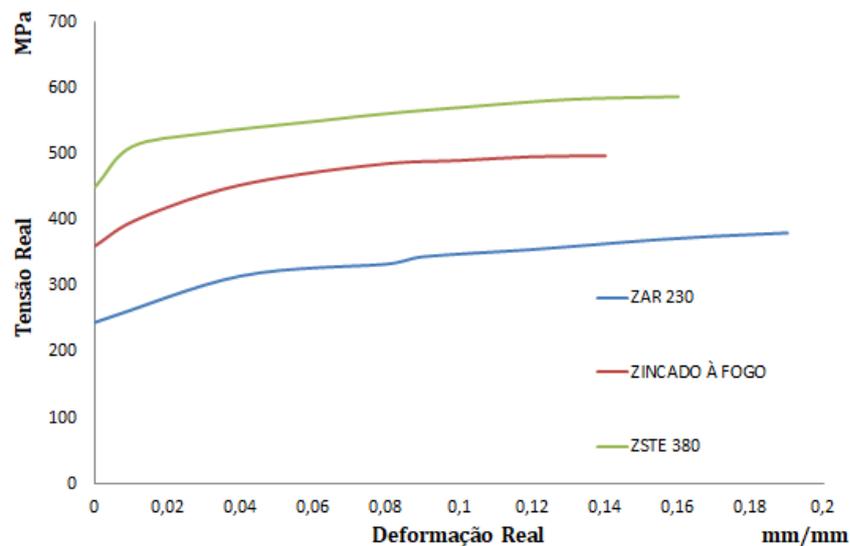


Figura 7.3 – Curvas tensão-deformação real dos materiais.

Como as carrocerias de ônibus são fixadas ao chassi através de juntas parafusadas, faz-se necessário sua representação nos modelos numéricos. Para isso utilizou-se a

metodologia empregada por [Yoneda, 2013].

O parafuso utilizado nesse modelo é um M14, métrico, norma NBR 8855 com classe 10.9, onde a classe define o limite de resistência à tração e o limite de escoamento. Considerando o primeiro número da classe como “*i*” e o segundo como “*j*”, tem-se:

- Limite de resistência à tração:

$$\sigma_R = i.100 = 10.100 = 1000MPa \quad (7.1)$$

- Limite de escoamento:

$$\sigma_E = \frac{j \cdot \sigma_R}{10} = j.i.10 = 900MPa \quad (7.2)$$

Esse parafuso tem um alongamento mínimo na ruptura de 9%. A partir desses dados, considerando as características teóricas de densidade, coeficiente de Poisson e módulo de elasticidade do aço (E), são calculados os dados de entrada do material (*MAT_SPOTWELD*) no *software* LS-DYNA, conforme indicados na Figura 7.4. Sendo SIGY a tensão de escoamento, SIGU a tensão de ruptura, EY deformação correspondente a tensão de escoamento, EFAIL deformação correspondente a tensão de ruptura e critério de falha para o parafuso, EH módulo tangente da região plástica da curva do material.

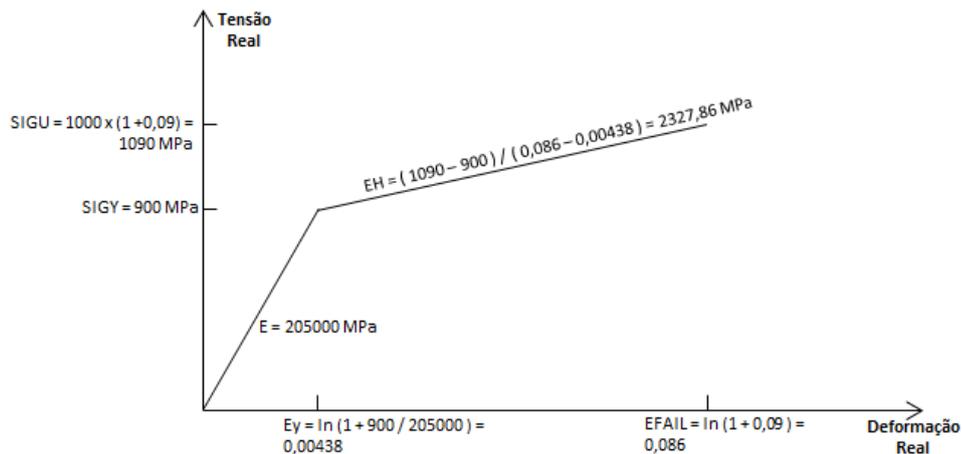


Figura 7.4 – Propriedade do material das fixações (fora de escala).

Para representação da rigidez da suspensão dianteira do veículo em estudo, no *software* LS-DYNA, primeiramente realizou-se um ensaio e após utilizou-se uma simplificação através de elementos de mola e de barras. O ensaio realizado e a simplificação são

apresentados no apêndice A.5.

7.4 Análise Numérica do Ensaio do Pêndulo em Escala Reduzida

Nesta seção são realizadas duas análises do ensaio do pêndulo utilizando modelos em escala reduzida 1/4. Na primeira análise aplica-se diretamente o fator de escala $\beta = 1/4$ e considera-se que o modelo tem o mesmo material do protótipo, nesse caso não se discute a viabilidade de construir o modelo, apenas foi avaliado a possibilidade de utilizar as leis de similaridade.

Na segunda análise o objetivo foi avaliar uma estrutura em escala reduzida em 1/4 pensando na sua fabricação, caso fosse ensaiada. Para isso algumas simplificações foram aplicadas, as quais serão detalhadas na seção 7.4.2.

7.4.1 Modelo Sem Geometria Distorcida

O modelo em escala reduzida 1/4, foi construído a partir do modelo em escala real, onde através da opção *scale* do LS-DYNA, a geometria foi reduzida em quatro vezes em relação ao tamanho do protótipo. Nessa simulação a base utilizada foi a VSG-m (caso 1 estudado no Capítulo 4), onde considerou-se que o protótipo e o modelo tenham o material com a mesma curva tensão deformação. Os fatores de escala estão mostradas na Tabela 4.2.

A rigidez da suspensão foi escalonada utilizando a lei de Hooke, onde isolando a rigidez $K = F/x$, e considerando que a rigidez do modelo e do protótipo estão relacionados por um fator de escala, escreveu-se o fator de escala de rigidez β_K conforme a equação abaixo.

$$\frac{K_m}{K_p} = \frac{F_m x_p}{x_m F_p} \quad (7.3)$$

$$\beta_K = \frac{\beta_F}{\beta}$$

Substituindo β_F e β conforme os fatores da Tabela 4.2, encontrou-se o valor de $\beta_K = 0,27$. Assim chegou-se ao valor da rigidez da suspensão para o modelo de $K = 31,985 \text{ N/mm}$.

A simulação do modelo foi realizada utilizando o mesmo procedimento adotado para o protótipo. Na Figura 7.5 é mostrada a estrutura da carroceria do ônibus utilizada

nessa etapa.

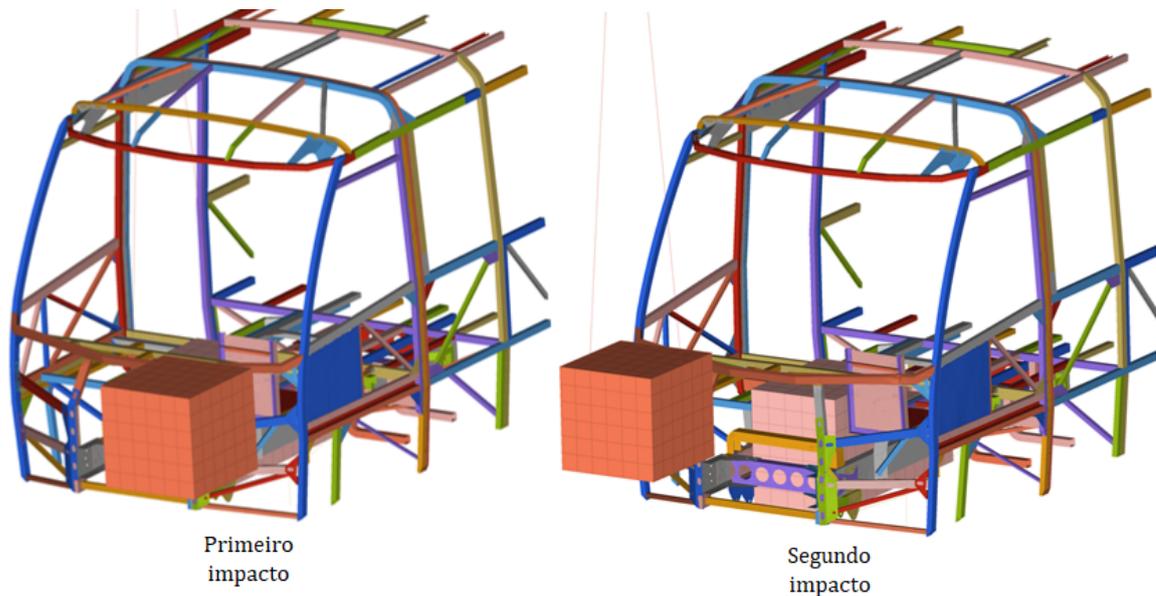


Figura 7.5 – Ensaio numérico do teste do pêndulo em escala reduzida.

7.4.2 Modelo Com Geometria Distorcida

Para ensaiar uma estrutura em escala reduzida, alguns fatores devem ser considerados. Por exemplo, carrocerias de ônibus são fabricadas basicamente por perfis tubulares e chapas de aço. Essas chapas e tubos geralmente são disponibilizados com dimensões padronizadas e comercialmente, podendo encontrar dificuldade na representação de dimensões do modelo, muito pelo fato da espessura desses componentes. No caso de representarmos um tubo com espessura de 1,25 mm numa escala 1/4, precisaríamos de uma espessura de aproximadamente 0,31 mm, o que comercialmente não se encontra facilmente.

Uma forma encontrada, para contornar a situação de como representar essa estrutura através de um modelo em escala 1/4 factível, partiu-se do princípio que nem todos os componentes dessa estrutura sofrem deformações plásticas durante o ensaio do pêndulo. Isso se deve ao fato da baixa energia cinética imposta a estrutura pelo pêndulo que nela impacta.

Utilizando a teoria da similaridade distorcida, com a base VSG-mdv, pode-se representar a estrutura conforme a Figura 7.6 (A), onde sua fabricação foi proposta utilizando tubos com dimensões 10 x 20 x 0,95 mm do material ZAR 230. Para as chapas propõe-se

que sejam representadas utilizando espessuras aproximadas as correspondentes dimensões da escala. Por exemplo para chapas de 6,35 mm de espessura utilizou-se chapas de 1,5 mm.

Como o modelo foi escalonado 4 vezes, tomou-se o cuidado para que a altura de queda do pêndulo fosse 4 vezes menor do que no protótipo, ou seja, 500 mm, para compensar a baixa velocidade de impacto resultante dessa altura de queda, alterou-se a massa de impacto, que será calculada. A configuração do teste é então, mostrada na Figura 7.6 (B).

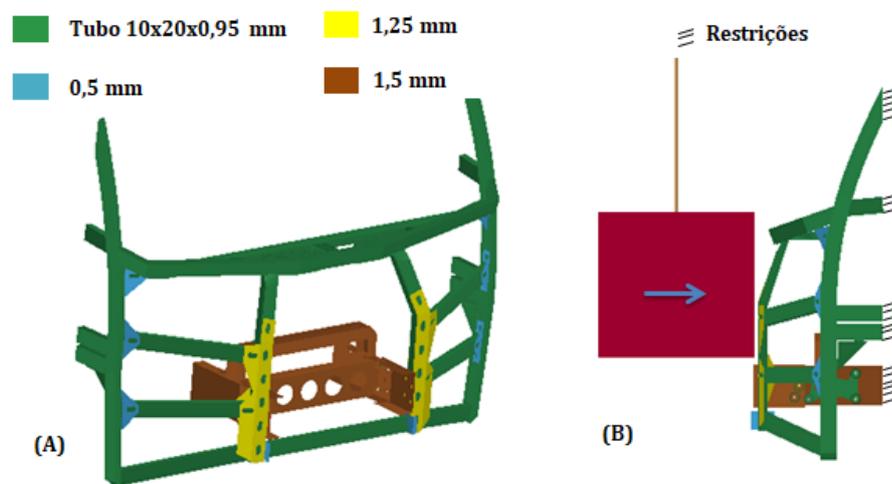


Figura 7.6 – Materiais utilizados e configuração do teste.

Com a altura de queda do pêndulo, calculou-se a velocidade de impacto do mesmo, que nesse caso ficou com 3,132 m/s. Para calcular a massa do pêndulo, utilizou-se o procedimento adotado por Sordi et al., 2018, onde a massa foi escalonada por um fator de escala dado pela Equação 7.4.

$$\beta_G = \beta_{\sigma 0} \beta_V^{(q-2)} \beta^{(3-q)} (\beta X / \beta)^{n_G} \quad (7.4)$$

O fator de velocidade β_V é dado como $\beta_V = V_m / V_p$ resultando em 0,5. O fator de escala geométrico β é igual a $1/4 = 0,25$. A definição do fator de distorção geométrico foi baseada no fato que o tubo que sofre a maior deformação plástica, no protótipo, possui dimensões de 40x60x3,75 mm, e foi representado por um modelo escalonado com um fator geométrico de 1/4 cujas dimensões eram 10x20x0,95 mm. A primeira dimensão, de 10 mm, corresponde ao escalonamento 1/4 da dimensão 40 mm do protótipo. A segunda dimensão, 20 mm, é distorcida em relação aos 60 mm do protótipo num escalonamento

1/4. A terceira dimensão, 0,95 mm, corresponde a, aproximadamente a espessura do protótipo. Portanto $\beta X = X_m/X_p = 20/60 = 0,3333$.

O fator de tensão de escoamento β_{σ_0} , foi definido como a razão de tensões de escoamento do modelo e do protótipo, utilizando o tubo com maior deformação plástica comentado anteriormente, $\beta_{\sigma_0} = 0,85$.

Com essas definições e utilizando o valor estipulado de $nG = -0,8$, obteve-se a massa de impacto do pêndulo igual a 44,52 Kg.

Para esse estudo considerou-se apenas o impacto do primeiro pêndulo por questões de custo computacional.

7.5 Resultados

Conforme comentado anteriormente, foram digitalizadas as estruturas, antes e após o impacto no ensaio e os resultados da digitalização foram sobrepostos para identificar as regiões com maiores deformações permanentes e assim comparar com as análises do protótipo e do modelo.

Para avaliar os pontos com maior deslocamento permanente, o arquivo digitalizado foi seccionado, sendo que as seções que apresentaram os maiores deslocamentos permanentes ocorrem no local onde o pêndulo impacta com a estrutura.

Em cada seção avaliada, foram comparados os valores de deslocamento longitudinal máximo para o ensaio, protótipo numérico e modelos numéricos em escala reduzida com a base VSG e com a base VSG-mdv, sendo este último o modelo em escala distorcida.

Nas Figuras 7.7 e 7.8 estão representadas as deformadas finais sobrepostas as condições iniciais da estrutura para todas as análises realizadas da seção do primeiro e do segundo impacto do pêndulo respectivamente. Nota-se que as análises numéricas do protótipo e dos modelos simularam o comportamento do protótipo experimental com boa precisão.

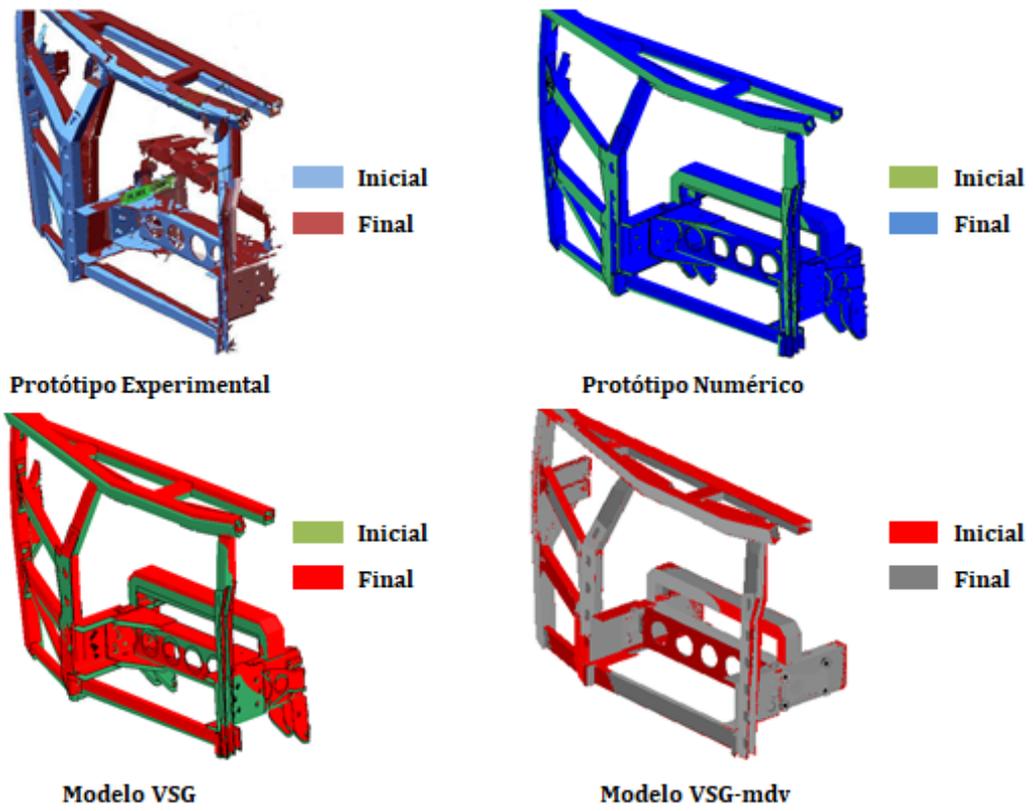


Figura 7.7 – Resultados após o impacto do primeiro pêndulo.

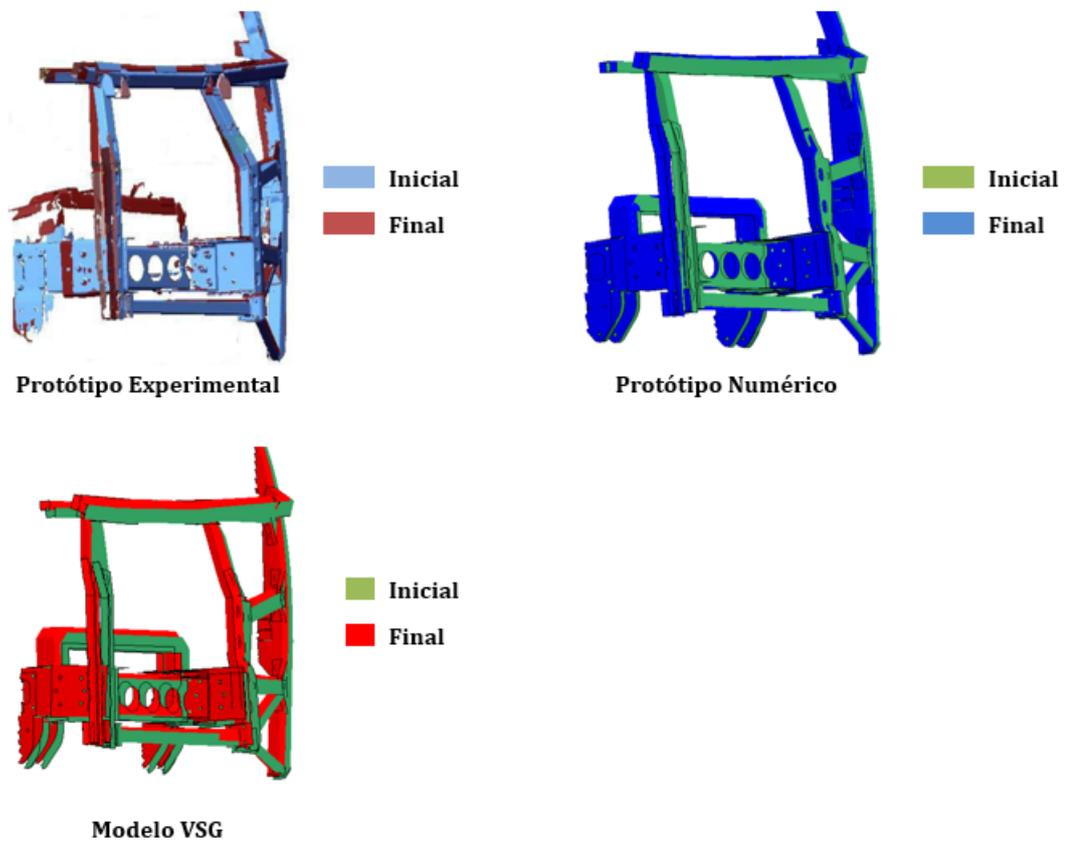


Figura 7.8 – Resultados após o impacto do segundo pêndulo.

Corrigindo os valores permanentes de deslocamentos longitudinais nos modelos, dividindo o resultados pelo fator de escala $\beta = 0,25$, verifica-se na Tabela 7.1, que os modelos numéricos forneceram uma boa previsão. Como métrica, comparou-se o erro relativo percentual entre os resultados para cada análise. Esse erro foi calculado utilizando a equação $Erro = |Valor_{medido} - Valor_{referencia}| / Valor_{referencia}$, onde o valor de referência para comparação, utilizado foi o do protótipo ensaiado.

Tabela 7.1 – Deslocamento longitudinal permanente da estrutura.

Ensaio	Deslocamento primeiro impacto (mm)	Erro Relativo (%)	Deslocamento segundo impacto (mm)	Erro Relativo (%)
Experimental Protótipo	29,90	-	65,09	-
Numérico Protótipo	35	17	70	7,5
Numérico Modelo VSG	32	7	60	7,8
Numérico Modelo VSG-mdv	34	13,7	-	-

O deslocamento longitudinal da estrutura máximo e permanente, para a seção de impacto do primeiro e do segundo pêndulo, também, foram comparados para o protótipo e modelos numéricos, como mostrados nas Figuras 7.9 e 7.10.

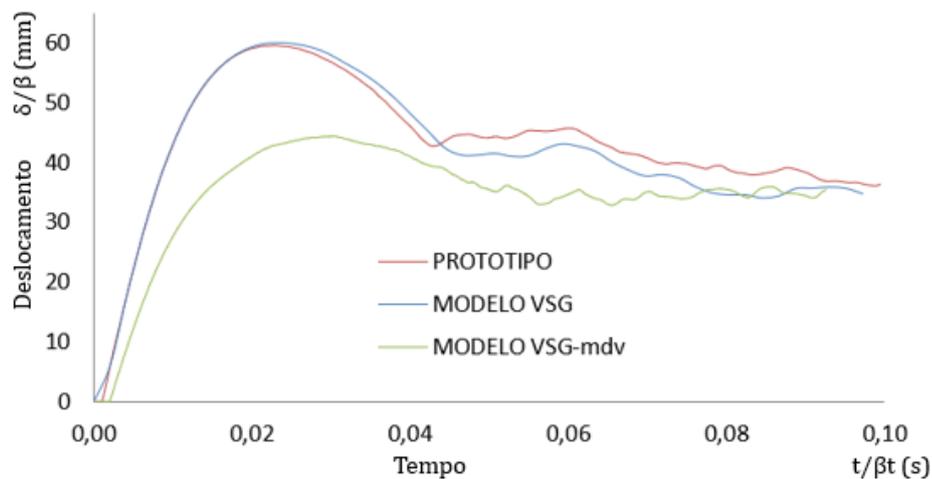


Figura 7.9 – Comparativo deslocamento no tempo das simulações do primeiro impacto.

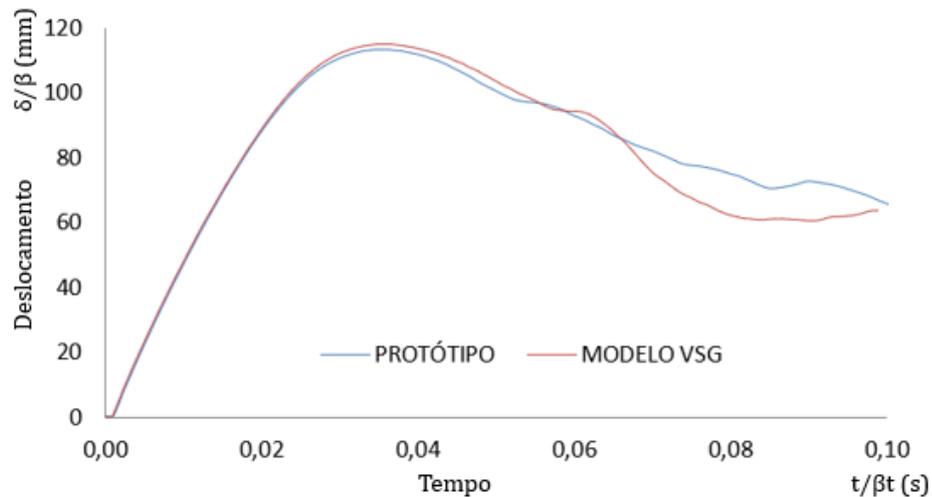


Figura 7.10 – Comparativo deslocamento no tempo das simulações do segundo impacto.

Através delas percebe-se que a tendência de deslocamento com curvas de tempo geradas a partir dos modelos, estão similar com o protótipo. Observou-se que o deslocamento longitudinal máximo do modelo com base VSG-mdv não obteve um valor similar ao protótipo, porém o resultado de deslocamento permanente, o qual é medido no ensaio do pêndulo, obteve valor aproximado ao protótipo.

Para efeito comparativo, utilizando a mesma métrica do erro relativo, o erro no deslocamento longitudinal máximo, para o primeiro impacto do pêndulo, entre o protótipo numérico e o modelo VSG é de apenas 0,57%, sendo 59,52 mm no protótipo e 59,86 mm no modelo. Quando comparamos o protótipo com o modelo VSG-mdv, o erro passa para 25,45%, sendo o valor de 44,37 mm.

A energia cinética imposta pelo pêndulo no primeiro impacto foram avaliados utilizando como comparativo a mesma métrica do erro relativo. Na Tabela 7.2 são apresentados os resultados, onde é possível perceber um erro relativo entre o numérico do protótipo e o modelo VSG de apenas 1,16%. Já quando comparamos o protótipo com o modelo VSG-mdv foi verificado uma discrepância de 25,33%.

Em relação a aceleração do pêndulo no primeiro impacto, os resultados são apresentados na Tabela 7.2. Aqui percebe-se um erro relativo entre o protótipo e o modelo VSG de 13,04% e quando comparado com o modelo VSG-mdv um erro de 4,35%.

Tabela 7.2 – Energia cinética e aceleração imposta pelo primeiro impacto.

Ensaio	Energia (kJ)	Erro Relativo (%)	Aceleração (g)	Erro Relativo (%)
Numérico Protótipo	19,72	-	23	-
Numérico Modelo VSG	19,47	1,16	20	13,04
Numérico Modelo VSG-mdv	24,69	25,93	24	4,35

Observou-se que durante o teste experimental, ocorreram cisalhamentos nos parafusos de fixação da região frontal do ônibus com o chassi. Essas falhas também foram constatadas nas análises realizadas. Na Figura 7.11 são mostradas as falhas ocorridas do lado direito do chassi.

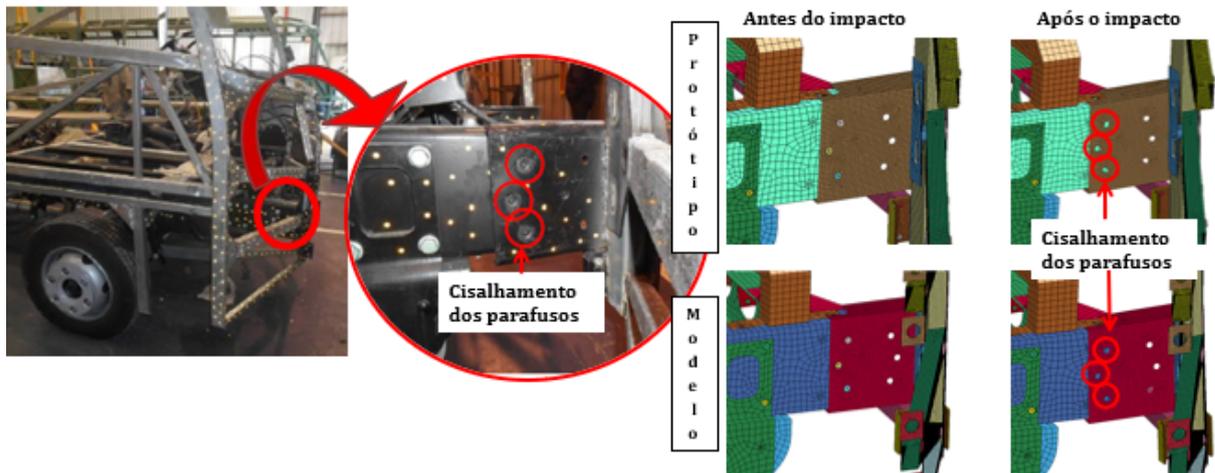


Figura 7.11 – Falha dos parafusos lado direito.

7.6 Comentários e Discussões

O ensaio e análise do teste do pêndulo, comentados nas seções 7.2 e 7.3, se mostraram bem correlacionados, isso devido a toda caracterização dos materiais e também da rigidez da suspensão do veículo.

Na seção 7.4.1 a utilização da base VSG, onde somente o efeito da taxa de deformação é considerado, desprezando o fato da fabricação do modelo em escala, os erros encontrados são pequenos e esse modelo representa o comportamento do protótipo.

Na seção 7.4.2 uma estrutura distorcida geometricamente do protótipo foi estudada, onde foi proposta uma estrutura que fosse factível de ser fabricada. Aqui foram

propostas algumas alternativas para fabricação de um modelo que representa o ensaio do pêndulo, considerou-se para esse estudo o impacto do primeiro pêndulo na estrutura e a utilização da base VSG-mdv.

Através desse estudo foi possível observar que o modelo proposto representa o modo de deformação do protótipo. O valor de deslocamento permanente encontrado na estrutura do modelo tem um erro de 13,7% em relação ao mesmo valor encontrado no protótipo. Porém o que destoa é o valor de deslocamento máximo da estrutura, onde no protótipo esse valor é de 59,52 mm e no modelo com a base VSG-mdv 44,37 mm. Uma possível causa para essa diferença é o fato de existirem várias distorções geométricas no modelo, mas levou-se em consideração apenas a distorção de um tubo da mesma. Outro fator importante é que não considerou-se a rigidez das demais partes do veículos, aumentando assim a rigidez da porção avaliada. Sendo assim, estudos adicionais necessitam ser realizados para considerar de alguma forma a distorção de outros elementos da estrutura.

Outra possível forma de representar uma geometria de um protótipo, é a utilização da tecnologia de manufatura aditiva, que permitiria representar todos os parâmetros geométricos da estrutura. Essa tecnologia ainda possui alto custo e demandaria uma série de estudos adicionais.

Sobre o teste do pêndulo, Meira Junior et al., 2016, comentam que a energia que é fornecida sobre a estrutura, nesse teste, é 34 vezes menor do que em um acidente em que um ônibus colide com um obstáculo rígido a 50 km/h. Nesse caso é fornecido à estrutura uma energia de 1600 KJ. Em outras palavras o teste do pêndulo se mostra ineficiente para representar a maioria dos acidentes com ônibus que ocorrem nas rodovias.

Utilizando a teoria de similaridade apresentada, é possível desenvolver um teste de impacto com estruturas de ônibus, que represente com maior veracidade os acidentes. Por exemplo utilizando o fator de energia cinética estudado nesse modelo, encontramos $\beta_E = 0,0088$. Sendo que durante uma colisão frontal de um ônibus, a 50 Km/h, é fornecida a estrutura 1600 KJ, multiplicando esse valor pelo fator de escala de energia, podemos encontrar a energia cinética que deve ser imposta ao modelo em escala, para que represente essa condição de impacto, ou seja, $1600 \cdot 0,088 = 14$ KJ.

A energia cinética imposta a uma estrutura é dada pela equação $E_C = 1/2mv^2$, onde m e v são a massa e velocidade do pêndulo. Considerando que a massa do pêndulo, para impactar no modelo, seja de uma tonelada e a energia cinética de 14 KJ, chegamos a

uma velocidade de impacto do pêndulo de 5,29 m/s. A altura de queda do pêndulo para esse teste, é calculada como $v^2 = 2gh$, onde g é a aceleração da gravidade. Para atingir a velocidade de 5,29 m/s o pêndulo necessita de uma altura de queda de 1430 mm.

Outra forma de representar com mais precisão estruturas de ônibus sujeitas a colisão, é de maneira similar ao executado por Oshiro et al., 2017, onde os autores realizaram um teste de impacto entre um navio e um obstáculo rígido, sendo que a parte dianteira do navio foi fielmente escalonada e o restante do navio, onde não haviam grandes deformações plásticas, foi construído com um material de modo a representar a inércia do navio. O teste realizado pelos autores é mostrado na Figura 7.12.

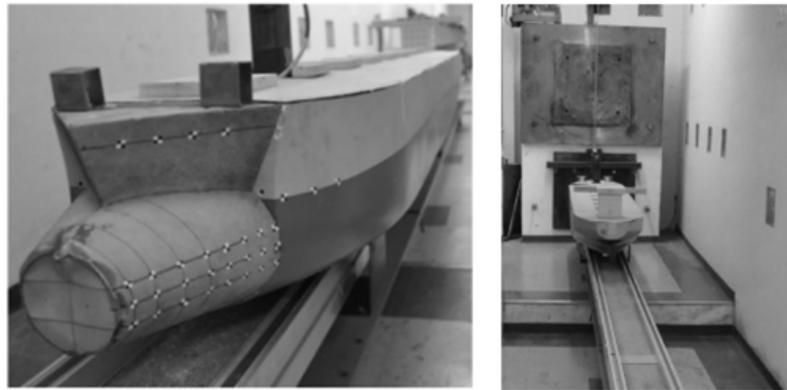


Figura 7.12 – Ensaio de um navio em escala reduzida 1/100 [Oshiro et al., 2017].

No caso específico de ônibus pode-se desenvolver um ensaio similar ao realizado com o navio, onde além de representar de maneira real o comportamento de estruturas numa situação de impacto, também é possível propor absorvedores para aumentar a segurança das pessoas que utilizam o transporte coletivo.

8 CONCLUSÕES

No presente trabalho estudaram-se métodos para correção da similaridade imperfeita ocorridas devido à taxa de deformação, como mostrado nos Capítulos 4 e 5, de distorções geométricas como mostrado no Capítulo 6 e ainda no Capítulo 7 estudou-se uma proposta para realização do ensaio do pêndulo em escala reduzida.

Por se tratar de um fenômeno complexo, o impacto compreende muitas variáveis, tais como velocidade de impacto, forma de carregamento e modos de deformação.

Nesse estudo, uma variável muito importante para o escalonamento do protótipo é a taxa de deformação. Em materiais sensíveis a esse efeito, verificam-se alterações em suas propriedades mecânicas com o aumento da taxa de deformação. Isso é comprovado utilizando às leis de similaridade convencional, no caso a base MLT, onde com a mesma não foi possível prever com precisão o comportamento do protótipo.

Apesar de não ter sido realizado ensaios para prever a taxa de deformação nos materiais estudados nesse trabalho, os coeficientes teóricos dos modelos constitutivos de Norton-Hoff e de Cowper-Symonds, obtiveram boa previsão do protótipo.

Nesse trabalho também foram estudadas as variações das bases, aplicando escalonamento para situações onde a geometria do modelo era distorcida em relação ao protótipo. Um método iterativo foi utilizado para ensaiar os modelos sem que fosse necessário conhecer o comportamento do protótipo. Ainda foram estudadas fatores de escala que contornam as limitações dos sistema de aplicação de carga tanto em velocidade quanto de massa de impacto, obtendo boa correlação no ensaio do protótipo com o modelo.

Os objetivos inicialmente propostos para esse trabalho foram alcançados e os resultados obtidos nos proporcionaram dados que geraram discussões e comentários de caráter científico, o que veio a enriquecer este trabalho.

Como proposta de trabalho futuro sugere-se a realização de um teste do pêndulo em escala reduzida, como mostrado na proposta da seção 7.4, a fim de avaliar as leis de similaridades aplicadas. Outro estudo relevante é desenvolver um ensaio de impacto frontal que represente condições mais próximas das que acontecem num cenário de impacto frontal de ônibus, utilizando modelos de escala reduzida e a teoria da similaridade imperfeita. Também sugere-se verificar a formulação de similaridade proposta por Barenblatt, 2003, aplicando sua teoria nos exemplos estudados nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alcobendas, R. R. C. **Estudio Paramétrico del Proceso de Corte Ortogonal Mediante el Método de Los Elementos Finitos: Estudio de la Influencia de los Parámetros de la Ley Constitutiva de Johnson-Cook en los Resultados Globales y Locales y de la Cinemática de la Formación de la Viruta**. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2009.

Alghamdi, A. A. A. Collapsible Impact Energy Absorbers: an Overview, **Thin-walled structures**, vol. 39(2), p. 189–213, 2001.

Anderson, J., Charles, E., Mullin, S. A., e Kuhlman, C. J. **Strain-Rate Effects in Replica Scale Model Penetration Experiments**. Technical report, Southwest Research Inst San Antonio TX, 1992.

Atkins, A. G. Scaling in Combined Plastic Flow and Fracture, **International Journal of Mechanical Sciences**, vol. 30(3-4), p. 173–191, 1988.

Baker, W., Westine, P., e Dodge, F. **Similarity Methods in Engineering Dynamics: Theory and Practice of Scale Modeling**. Spartan Books;[distributed by] Hayden Book Co., 1st edition, 1973.

Barenblatt, G. I. **Scaling**. Cambridge University Press, 2003.

Bathe, K. J. **Finite Element Procedures**. Klaus-Jurgen Bathe, 2nd edition, 2014.

Belytschko, T., Liu, W. K., Moran, B., e Elkhodary, K. **Nonlinear Finite Elements For Continua and Structures**. John Wiley & Sons, 2nd edition, 2013.

Borvik, T., Hopperstad, O. S., Reyes, A., Langseth, M., Solomos, G., e Dyngeland, T. Empty and Foam-filled Circular Aluminium Tubes Subjected to Axial and Oblique Quasistatic Loading, **International Journal of Crashworthiness**, vol. 8(5), p. 481–494, 2003.

Carneiro, F. L. **Análise Dimensional e Teoria da Semelhança e dos Modelos Físicos**. Editora UFRJ, 1996.

Chen, W. Experimental and numerical study on bending collapse of aluminum foam-filled hat profiles, **International Journal of Solids and Structures**, vol. 38(44-45), p. 7919–7944, 2001.

Confederação Nacional de Transporte. **Pesquisa CNT de Rodovias 2019**, 2019.

CONTRAN. **Resolução Nº 629 - Estabelece os Requisitos de Segurança Para Veículos de Transporte Público Coletivo de Passageiros**. CONTRAN, 2016.

Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., e Witt, R. J. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. Wiley New York, 4th edition, 2001.

Deniz, T. **Ballistic Penetration of Hardened Steel Plates**. Master Thesis, Middle East Technical University, 2010.

Drazetic, P., Ravalard, Y., Dacheux, F., e Marguet, B. Applying Non-direct Similitude Technique to the Dynamic Bending Collapse of Rectangular Section Tubes, **International Journal of Impact Engineering**, vol. 15, p. 797–814, 1994.

Du Bois, P., Chou, C. C., Fileta, B. B., Khalil, T. B., King, A. I., Mahmood, H. F., Mertz, H. J., Wisnans, J., Prasad, P., e Belwafa, J. E. Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection, **Automotive Applications Committee American Iron and Steel Institute Southfield**, 2004.

Febowitz, J. C. Confusing the Wind: The Burj Khalifa, Mother Nature, and the Modern Skyscraper, **Inquiries Journal**, vol. 2(01), 2010.

Ferguson, G. L. Scaling in Combined Plastic Flow and Fracture, **International Journal of Impact Engineering**, vol. 16(4), p. 571–583, 1995.

Gao, F., Xiao, Z., Guan, X., Zhu, H., e Du, G. Dynamic Behavior of CHS-SHS Tubular T-joints Subjected to Low-Velocity Impact Loading, **Engineering Structures**, 2018.

Gunawan, L., Dirgantara, T., e Putra, I. S. Development of a Dropped Weight Impact Testing Machine, **International Journal of Engineering & Technology**, vol. 11(6), p. 120–126, 2011.

Hallquist, J. O. **LS-DYNA Theory Manual**. Livermore Software Technology Corporation, 2006.

Han, D. C. e Park, S. H. Collapse Behavior of Square Thin-Walled Columns Subjected to Oblique Loads, **Thin-Walled Structures**, vol. 35(3), p. 167–184, 1999.

Iturrioz, I., Morquio D., A. A., Bittencourt, E., e D'Avila, V. M. R. **Performance of the Discrete Element Method to Represent the Scale Effect**. In International Symposium on Solid Mechanics (2007 Mar 05-07: São Paulo, SP). Solid mechanics in Brazil 2007:[proceedings]. Rio de Janeiro: ABCM-Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2007.

Jones, N. **Structural Impact**. Cambridge University Press, 2nd edition, 2012.

Jongpradist, P., Senawat, S., e Muangto, B. **Improvement of Crashworthiness of Bus Structure Under Frontal Impact**. In Conference: 2015 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics, 2015.

Kecman, D. Bending Collapse of Rectangular and Square Section Tubes, **International Journal of Mechanical Sciences**, vol. 25(9-10), p. 623–636, 1983.

Kim, H. S. e Wierzbicki, T. Crush Behavior of Thin-Walled Prismatic Columns Under Combined Bending and Compression, **Computers & Structures**, vol. 79(15), p. 1417–1432, 2001.

Lemaitre, J. e Chaboche, J. L. **Mechanics of Solid Materials**. Cambridge University Press, 1st edition, 1990.

Lembke-Jene, L., Biebow, N., e Thiede, J. The European Research Icebreaker Aurora Borealis: Conceptual Design Study, **Berichte Zur Polar-und Meeresforschung**, vol. 637, 2011.

Mazzariol, L. e Alves, M. **Experimental Study on Scaling of Circular Tubes Subjected to Dynamic Axial Crushing Using Models of Different Materials**. In 22nd International Congress of Mechanical Engineering - COBEM, Ribeirão Preto, São Paulo, Brazil, 2013.

Mazzariol, L. e Alves, M. **Scaling the Impact of a Mass on a Plate Using Models of Different Materials**. In 4th International Conference on Impact of Lightweight Structures - ICLLS, Cape Town, South Africa, 2014.

Mazzariol, L. M. **Escalonamento de Painéis Reforçados Sujeitos a Cargas de Impacto**. Dissertação de mestrado, Universidade de São Paulo, 2012.

Mazzariol, L. M., Calle, M. A. G., Oshiro, R. E., e Alves, M. **Scaling of Stiffened Panels Subjected to Impact Loading**. In Iberian-latin-american Congress on Computational Methods in Engineering. Mecânica Computacional, vol. 29, p. 1275–1289, 2010.

Meira Junior, A. D. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal**. Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

Meira Junior, A. D., Iturrioz, I., Walber, M., e Goedel, F. Numerical Analysis of an Intercity Bus Structure: A Simple Unifilar Model Proposal to Assess Frontal and Semifrontal Crash Scenarios, **Latin American Journal of Solids and Structures**, vol. 13(9), p. 1616–1640, 2016.

Morquio, A. e Riera, J. D. **Size and Strain Rate Effects in the Mechanical Properties of Materials**. In 17th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Prague, Czech Republic, p. 17–22, 2003.

Morton, J. Scaling of impact-loaded carbon-fiber composites, **AIAA Journal**, vol. 26(8), p. 989–994, 1988.

Munson, B., Young, D., e Okiishi, T. **Uma Introdução Concisa à Mecânica dos Fluidos**. Edgard Blucher, 1st edition, 2005.

Nagel, G. **Impact and Energy Absorption of Straight and Tapered Rectangular Tubes**. Doctoral Thesis, Queensland University of Technology, 2005.

Niemi, E. **Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components**. Woodhead Publishing, 1995.

Oshiro, R. E. **Estudo da Similaridade Imperfeita em Estruturas Sujeitas a Carregamentos de Impacto**. Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, 2010.

Oshiro, R. E. e Alves, M. Scaling Impacted Structures, **Archive of Applied Mechanics**, vol. 74(1-2), p. 130–145, 2004.

Oshiro, R. E. e Alves, M. Scaling of Structures Subject to Impact Loads When Using a Power Law Constitutive Equation, **International Journal of Solids and Structures**, vol. 46(18-19), p. 3412–3421, 2009.

Oshiro, R. E. e Alves, M. Predicting the Behaviour of Structures Under Impact Loads Using Geometrically Distorted Scaled Models, **Journal of the Mechanics and Physics of Solids**, vol. 60(07), p. 1330–1349, 2012.

Oshiro, R. E., Calle, L. M., Mazzariol, L. M., e Alves, M. Experimental Study of Collision in Scaled Naval Structures, **International Journal of Impact Engineering**, vol. 110, p. 149–161, 2017.

Polícia Rodoviária Federal. **Dados Abertos Acidentes de Trânsito**, 2019.

Programa Volvo de Segurança no Trânsito. **Atlas da Acidentabilidade no Transporte Brasileiro**, 2020.

Qian, Y., Swanson, S. R., Nuismer, R. J., e Bucinell, R. B. An Experimental Study of Scaling Rules for Impact Damage in Fiber Composites, **Journal of Composite Materials**, vol. 24(5), p. 559–570, 1990.

Rao, C. L., Narayanamurthy, V., e Simha, K. R. Y. **Applied Impact Mechanics**. John Wiley & Sons Ltd, 1st edition, 2016.

Reddy, J. N. **An Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis**. Oxford University Press, 1st edition, 2004.

Reis, G. L. R. **Espuma de alumínio como absorvedor de impacto em carrocerias de ônibus**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Reyes, A., Langseth, M., e Hopperstad, O. S. Crashworthiness of Aluminum Extrusions Subjected to Oblique Loading: Experiments and Numerical Analyses, **International Journal of Mechanical Sciences**, vol. 44(09), p. 1965–1984, 2002.

Reyes, A., Langseth, M., e Hopperstad, O. S. Aluminum Foam-filled Extrusions Subjected to Oblique Loading: Experimental and Numerical Study, **International Journal of Solids and Structures**, vol. 41(5-6), p. 1645–1675, 2004.

Silva, J. G. S. e Trigueiro, G. S. O Método dos Elementos Finitos e suas Aplicações na Modelagem de Veículos, **XXXI Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia - COBENGE 2003**, vol. 1, p. 1–12, 2003.

Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores. **Relatório da Frota Circulante**, 2019.

Sánchez, C. A. A. **Estudo de Impacto Usando Elementos Finitos e Análise não Linear**. Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, 2001.

Sordi, A., Ciapparini, J. V., e Iturrioz, I. **Avaliação de Estruturas Sujeitas à Impacto: Análise Numérica Utilizando Similaridade**. In Iberian-latin-american Congress on Computational Methods in Engineering. Mecânica Computacional, vol. 36, p. 1465–1474, 2018.

Stronge, W. J. **Impact Mechanics**. Cambridge University Press, 1st edition, 2000.

Szuladzinski, G. **Formulas for Mechanical and Structural Shock and Impact**. CRC Press, 1st edition, 2009.

Tamagna, A. e Riera, J. D. Low Speed Penetration in Solids, **Nuclear Engineering and Design**, vol. 179(2), p. 125–133, 1998.

Trimiño, L. F. e Cronin, D. S. Non-direct Similitude Technique Applied to the Dynamic Axial Impact of Bonded Crush Tubes, **International Journal of Impact Engineering**, vol. 64, p. 39–52, 2014.

UNECE-R29. **Vehicles With Regard to the Protection of the Occupants of de Cab of a Commercial Vehicle**. UNECE, 2007.

Vaschy, A. **Sur Les Lois de Similitude en Physique**. In *Annales télégraphiques*, vol. 19, p. 25–28, 1892.

Yim, W. T. The Bridge Engineering 2 Conference Akashi Bridge, **Proceedings of Bridge Engineering**, vol. 2, 2007.

Yoneda, A. Y. **Avaliação do Desempenho da Defesa Metálica Maleável Simples Utilizada nas Vias Brasileiras, em Diversas Condições de Instalação**. Dissertação de mestrado, Universidade de São Paulo, 2013.

Zukas, J. A. **High Velocity Impact Dynamics**. Wiley-Interscience, 1990.

Zukas, J. A. **Introduction to Hydrocodes**. vol. 49. Elsevier, 2004.

APÊNDICE A –

A.1 Aplicação da Condição de Similaridade

Aplicando a condição de similaridade $(\pi_i)_{modelo} = (\pi_i)_{prototipo}$ teríamos as seguintes relações resultantes:

$$\begin{aligned} (\pi_3)_m &= (\pi_3)_p \\ \beta_A &= \frac{\beta_V^2}{\beta} \end{aligned} \tag{A.1}$$

$$\begin{aligned} (\pi_4)_m &= (\pi_4)_p \\ \beta_t &= \frac{\beta}{\beta_V} \end{aligned} \tag{A.2}$$

$$\begin{aligned} (\pi_5)_m &= (\pi_5)_p \\ \beta_\sigma &= \beta_V^2 \end{aligned} \tag{A.3}$$

$$\begin{aligned} (\pi_6)_m &= (\pi_6)_p \\ \beta_F &= \beta_V^2 \beta^2 \end{aligned} \tag{A.4}$$

$$\begin{aligned} (\pi_7)_m &= (\pi_7)_p \\ \beta_E &= \beta_V^2 \beta^3 \end{aligned} \tag{A.5}$$

A.2 Caracterização dos Parâmetros de Materiais no Software LS-DYNA

Utilizando a metodologia proposta por [Yoneda, 2013], o corpo de prova foi simplificado com a modelagem de um quarto da região de seção uniforme e utilizado condições de contorno de simetria conforme ilustrado na Figura A.1.

Foi introduzido na extremidade do corpo de prova uma condição de contorno de velocidade constante a 0,1667 mm/s, que corresponde a velocidade aplicada no ensaio experimental.

Na Figura A.2 são apresentados os resultados de tensão de Von Mises por deformação efetiva dos corpos de prova de tração simulado, cruzado com a curva ensaiada. É possível observar que a curva encontrada apresenta boa correlação com o experimental, com isso podemos utilizá-lo no modelo completo.

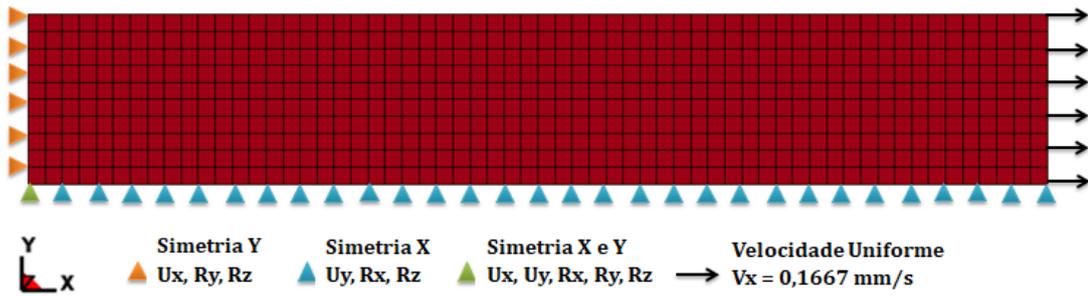


Figura A.1 – Modelo de 1/4 do corpo de prova.

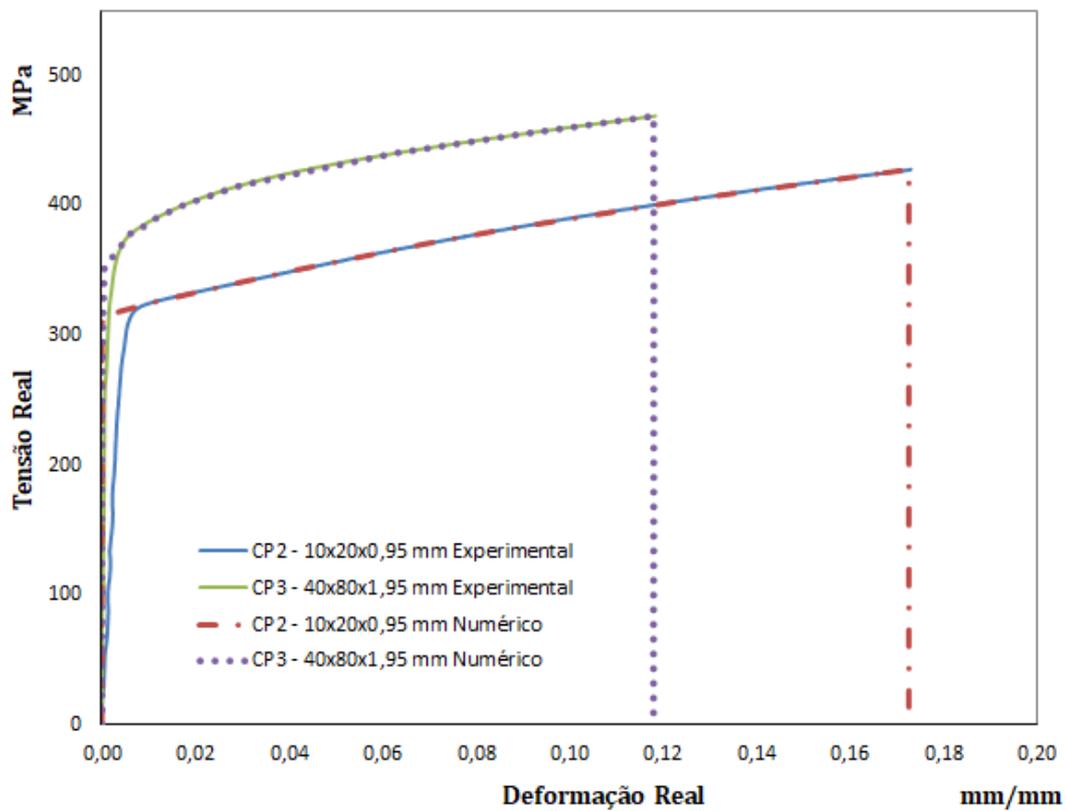


Figura A.2 – Comparativo do resultado numérico com o experimental dos corpos de prova.

A.3 Representação das Soldas no Software LS-DYNA

Em modelos de elementos de casca, as soldas em uma junta soldada podem ser representadas usando elementos de casca oblíquos, como recomendado por Niemi, 1995. Tanto a rigidez quanto a geometria das soldas podem ser presumidos corretamente utilizando esta técnica de modelagem de solda. O componente anexada deve ser unida ao

componente principal na interseção, conforme mostrado na Figura A.3. O comprimento dos elementos de casca inclinados pode ser escolhido como mostrado nesta figura. A espessura dos elementos oblíquos da casca pode ser definida da mesma forma que a espessura da garganta das soldas, ou seja, $t = a$, sendo "t" igual a espessura dos componentes e "a" a espessura dos elementos oblíquos.

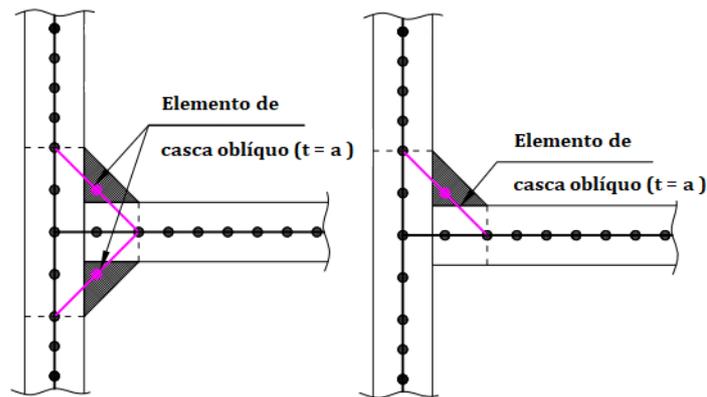


Figura A.3 – Modelagem de solda usando elementos de casca oblíquos[Niemi, 1995].

A.4 Teste de Impacto Frontal em Estruturas de Ônibus

Para realização do teste experimental do pêndulo, utilizou-se um módulo representativo da estrutura dianteira do primeiro anel resistente e dos elementos de união entre ambos, de uma carroceria de um ônibus. Esse módulo foi construído conforme as recomendações do CONTRAN, 2016, sendo que estava montado sobre o chassi de acordo com o projeto de acoplamento. O conjunto estrutura e chassi foram fixados de modo a evitar qualquer movimento longitudinal que não seja correspondente à deformação da estrutura e suspensão do chassi durante o impacto do pêndulo.

No posicionamento do pêndulo de 1 tonelada, foram utilizados dois caminhões guincho, onde um deles suspendeu a massa e o outro posicionou a mesma a uma altura de 2 metros em relação ao solo. A velocidade que deve atingir a estrutura, no momento do impacto é de 6,23 m/s, calculada pela Equação 2.7. Para liberar o movimento do pêndulo, um dispositivo hidráulico foi instalado no gancho do segundo caminhão guincho. Primeiramente o pêndulo impactou contra a estrutura na região do posto do motorista e, posteriormente do lado oposto ao motorista.

Os valores das deformações permanentes foram baseados nas informações extraídas

por digitalização a laser. A Figura A.4 mostra a estrutura dianteira do veículo marcada com adesivos para identificação do *scanner* a laser, antes do ensaio. Um cubo de aço foi soldado em uma chapa e fixada através de parafusos na longarina direita do chassi, demarcando o ponto zero da medição. Considerou-se nesse trabalho que a longarina é uma estrutura rígida que não sofre deformações pelo impacto.



Figura A.4 – Estrutura marcada com adesivos.

Realizou-se uma digitalização da estrutura antes e outra após os dois impactos frontais. Posteriormente foram sobrepostas as duas digitalizações, utilizando como referência o cubo fixo no chassi. A partir deste posicionamento foi possível extrair as medidas de deslocamento longitudinal e vertical causadas pelo impacto.

A.5 Caracterização da Rigidez da Suspensão

Para representação da rigidez da suspensão dianteira do veículo em estudo, realizou-se um ensaio. Primeiramente, os pneus do chassi foram calibrados antes de iniciar as avaliações com 90 Psi. Na sequência, com o chassi sem carga, em uma superfície totalmente plana, foram medidas as alturas da aba superior das longarinas até a superfície de apoio dos pneus. Estas medidas foram feitas em ambas as longarinas do chassi na linha de centro do eixo.

Posteriormente o chassi foi posicionado sobre duas balanças, uma para cada pneu, de forma a medir individualmente a força exercida sob as rodas do eixo avaliado. Os valores obtidos durante o ensaio representam o somatório da massa do chassi e a carga

adicionada.

Com o auxílio de duas barras apoiadas transversalmente sobre as longarinas do chassi e deslocadas na direção vertical, no sentido de fletir a suspensão através de quatro parafusos de potência, foi aplicado o carregamento de forma gradual. O ensaio foi dividido em estágios, onde em cada estágio foi acrescido aproximadamente 250 kg, até atingir o PBT para do eixo.

Para cada estágio de aplicação da carga, foram realizadas medidas da altura nas longarinas na linha central do eixo até a parte superior da balança de piso. Todas as medidas da altura foram tomadas na mesma linha de referência. Na Figura A.5 é mostrado o teste realizado.



Figura A.5 – Chassi preparado para carregamento no eixo dianteiro.

Ajustou-se, a partir dos pontos medidos no experimento, a função linear $y = a + bx$, obtendo-se os valores de $a = 346,83$ e $b = 236,97$. O parâmetro b corresponde a constante que representa a rigidez do conjunto da suspensão dianteira do veículo, cujo valor é $K = 236,97$ N/mm. Na Figura A.6 são apresentados os resultados do ensaio, pode-se observar o perfil linear dos dados experimentais.

A representação da suspensão no software LS-DYNA foi simplificada, utilizando o método estudado por Silva e Trigueiro, 2003. A suspensão do veículo foi modelada a partir do emprego de dois sistemas discretos, um para cada pneu, com o objetivo de distribuir a força de reação em dois pontos de acoplamento no chassi, simulando uma suspensão do tipo feixe de molas real.

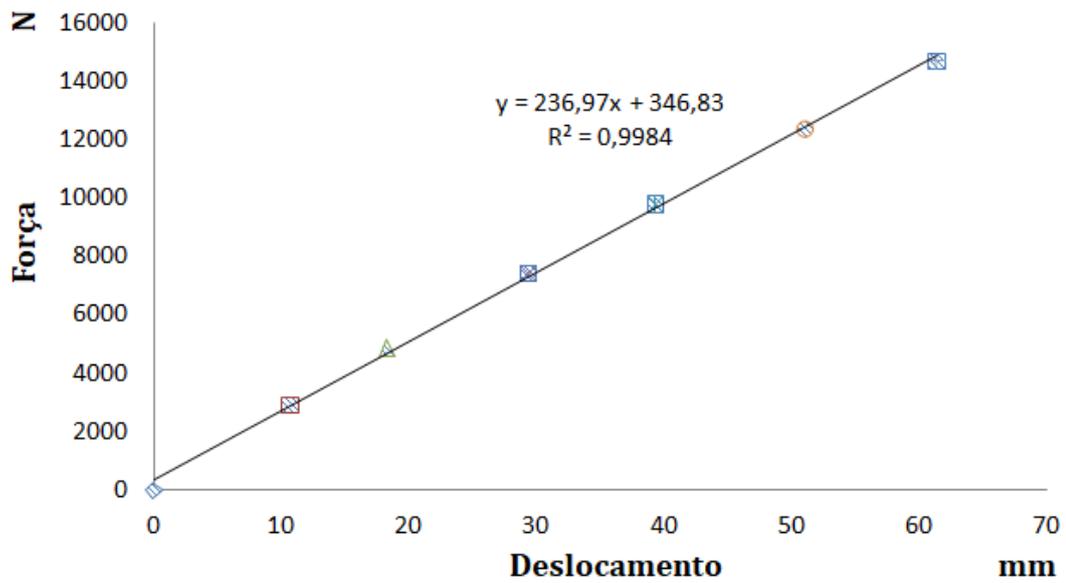


Figura A.6 – Regressão linear para encontrar a rigidez.

O modelo é formado por uma mola conectada a duas barras rígidas. As barras rígidas são acopladas diretamente nas longarinas do chassi nos pontos de conexão das molas. Para representação das molas utilizou-se no software LS-DYNA, o material *spring elastic*, onde a rigidez total da suspensão dianteira, foi dividida em duas molas, uma no lado direito e outra no lado esquerdo. Na Figura A.7 é mostrado o modelo físico do sistema.

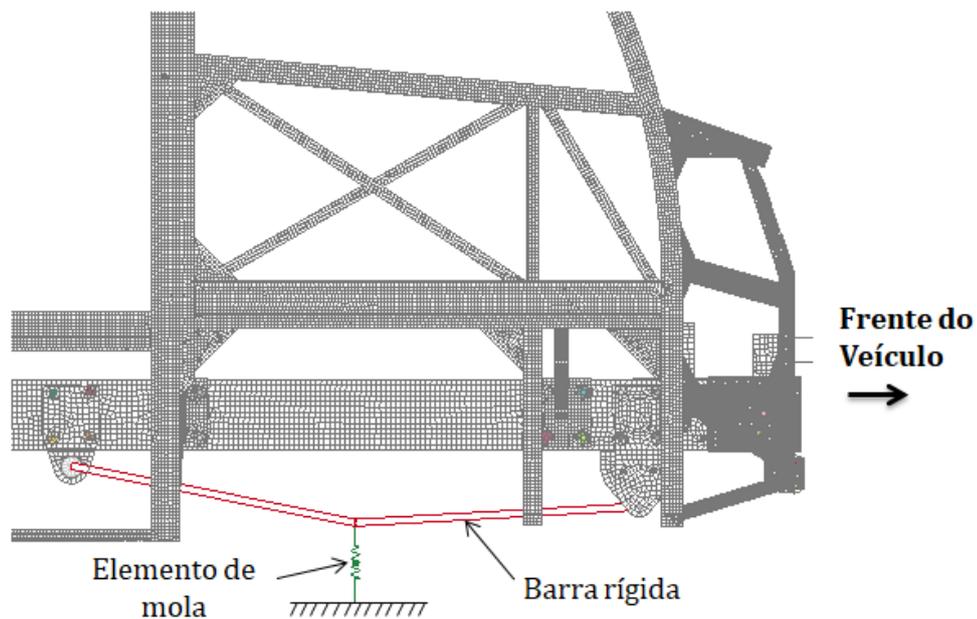


Figura A.7 – Modelo físico considerado da suspensão.