

AVALIAÇÃO DE ESTRUTURAS SUJEITAS À IMPACTO: ANÁLISE NUMÉRICA UTILIZANDO SIMILARIDADE

EVALUATION OF STRUCTURES SUBJECT TO IMPACT: NUMERICAL ANALYSIS USING SIMILARITY

Alexsandro Sordi^{a,b}, Joel Vicente Ciapparini^{a,b} and Ignacio Iturrioz^a

^a*Grupo de Mecânica Aplicada, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil,
promec@ufrgs.br, <http://www.ufrgs.br/promec>*

^b*Marcopolo s.a, Caxias do Sul, Brasil, alexsandro.sordi@marcopolo.com.br,
<https://www.marcopolo.com.br/>*

Palavras-chave: Impacto estrutural, Similaridade, Escala reduzida.

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 estruturas de ônibus, normas exigem que sejam realizados ensaios que muitas vezes são onerosos, além disso, em alguns casos não permitem avaliar corretamente o comportamento da estrutura quando esta é submetida a um cenário de impacto. Nesse contexto no presente trabalho pretende-se aplicar os conceitos de similaridade para levar em conta a possibilidade de realizar os ensaios numa estrutura em escala reduzida e como seja possível extrapolar resultados para a estrutura de dimensões maiores. No trabalho se realiza uma simulação numérica empregando modelos de elementos finitos que levam em conta não linearidades geométricas físicas e influência da velocidade de deformação no comportamento. Modelos de diferentes tamanhos são avaliados e leis de similaridade aplicadas. Os resultados obtidos são discutidos e subsídios para realizar uma verificação experimental futura.

Keywords: Structural impact, Similarity, Reduced scale.

Abstract. The behavior of mechanical structures subjected to impact is a subject of great relevance and one of its applications is in the scope of vehicle collision. In the specific case of bus structures, standards require tests that are often expensive, and in some cases do not allow to correctly evaluate the behavior of the structure when it is submitted to an impact scenario. In this context, the presente paper intends to apply the concepts of similarity to take into account the possibility of performing the tests in a reduced scale structure and with it, extrapolate results to the structure of larger dimensions. In the paper, numerical simulation is performed using finite element models that take into account physical geometric nonlinearities and the influence of deformation velocity on the behavior. Models of different sizes are evaluated and laws of similarity are applied. The results obtained are discussed and provide support for future experimental verification.

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 (Sindipeças) entre os anos de 2008 e 2016 a frota, no mercado brasileiro, cresceu 28% atingindo o número de 385.623 veículos, porém a qualidade das estradas não acompanhou tal evolução.

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. A qualidade 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 em inglês de *Crashworthiness*.

Nos dias atuais, não há dúvidas sobre a importância dos testes de impacto na segurança veicular. Mas sua quantidade pode ser reduzida e a qualidade dos mesmos melhorada com a utilização concomitante da simulação numérica, como o método dos elementos finitos (MEF). De acordo com Oshiro (2010), podem-se realizar testes de impacto utilizando modelos escalados, isto é, em estruturas cujas dimensões foram aumentadas ou diminuídas de acordo com as leis da similaridade. Os modelos escalados podem ser de muito valia em estruturas cujas dimensões são grandes como é o caso de navios, aviões e trens. Por outro lado, deve-se ter cuidado para garantir que as leis de similaridade sejam válidas para a estrutura em análise.

Tendo em vista esse cenário, neste artigo são utilizados os conceitos de similaridade aplicados à impacto estrutural em uma carroceria de um ônibus. Para isso uma revisão dos aspectos básicos de similaridade é realizada. Posteriormente são descritos os procedimentos e aplicações, das leis de similaridade, a um tubo bi-engastado e ao teste do pêndulo contra a estrutura de um ônibus em escala 1/4 levando em conta os fenômenos dinâmicos e as propriedades elastoplásticas do material. Finalmente uma discussão dos resultados obtidos é realizada, destacando as principais conclusões e observações deste estudo.

Similaridade: Modelos em escala reduzida tem sido utilizados em muitas aplicações de engenharia. 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 similares. Conforme Fox e McDonald (2006), para uma similaridade completa entre os sistemas, estes devem atender os seguintes requisitos:

a) *Similaridade geométrica*, requer que o modelo e o protótipo tenham a mesma forma e que todas as respectivas dimensões entre ambos estejam relacionados por um fator de escala geométrico constante β , sendo $\beta = L_{\text{modelo}}/L_{\text{protótipo}}$, onde L_{modelo} é uma dimensão característica do modelo e $L_{\text{protótipo}}$ é um parâmetro geométrico do protótipo;

b) *Similaridade cinemática*, demanda que as velocidades e/ou acelerações, em pontos correspondentes, devam estar no mesmo sentido e relacionar-se em magnitude por um fator de escala de velocidade β_v e um fator de escala de aceleração β_a , sendo $\beta_v = \beta_l/\beta_t$ e $\beta_a = \beta_l/\beta_t^2$ onde β_l é igual ao fator de escala geométrico e β_t é igual ao fator de escala de tempo;

c) *Similaridade dinâmica*, requer que as forças desenvolvidas nos sistemas sejam correspondentes, ou seja, possuam a mesma direção e sentido, e relacionem-se por um fator de escala de força constante, β_f , sendo $\beta_f = \beta_m \cdot \beta_a = \beta_m \cdot \beta_l/\beta_t^2$ onde β_m é igual ao fator de

massa dado por $m_{\text{modelo}}/m_{\text{protótipo}}$. Importante ressaltar que a similaridade dinâmica só existe se antes de qualquer coisa houver similaridade geométrica e cinemática.

Segundo Alves (2009) 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.

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 respectivamente, e para esse sistema se dá o nome de MLT. Também ele mostra 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. 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.

Conforme Barenblatt (2003) a condição para similaridade perfeita é atendida se os grupos adimensionais que governam o protótipo e o modelo forem idênticos, ou seja, $\pi_{i\text{modelo}} = \pi_{i\text{protótipo}}$, com i sendo o número de cada conjunto adimensional.

Entretanto estruturas sujeitas a carregamentos de impacto não seguem as leis de similaridade perfeita. Jones (2012) diz que os principais motivos são a tensão de escoamento sensível a taxa de deformação, falha no material e aceleração da gravidade. Nesses casos ocorre a similaridade imperfeita ou distorcida.

Para contornar esse problema Oshiro (2010) apresenta uma técnica, que lidou com o problema de semelhança incompleta, devido à taxa de deformação, alterando o fator de velocidade de maneira racional. Em vez de usar velocidade de impacto idêntica para o protótipo e o modelo, exigido pelas leis de escala padrão, um novo valor baseado em β foi calculado, agora em função da velocidade (β_v).

Oshiro (2010) apresentou a possibilidade do modelo utilizar um material diferente do protótipo, para isso utilizou o fator β_{σ} , que relaciona a tensão de escoamento quase-estáticas distintas entre o modelo e o protótipo. Mazzariol (2012) apresentou alguns critérios para melhor utilização do β_{σ} . Um desses critérios é utilizar β_{σ} como a razão entre as tensões de escoamento do protótipo e do modelo, $\beta_{\sigma} = \sigma_{\text{modelo}}/\sigma_{\text{protótipo}}$. Critério esse que pode causar desvios significativos na região plástica da curva do material.

Mazzariol (2012) propôs uma extensão do método de escalonamento de Oshiro (2010) de modo a contornar limitações dos aparatos experimentais usados para os ensaios. Por exemplo, quando a velocidade inicial do impacto é restringida pela altura do martelo de impacto de queda livre, nesse caso a massa de impacto pode ser alterada para compensar essa característica. Oshiro (2010) comenta que esse método de alterar a massa de impacto somente é válida quando a estrutura possui massa muito inferior à massa de impacto. E, além disso, quanto mais próximo de 1 for a relação da massa da estrutura com a massa de impacto, maior será o erro existente.

Em algumas situações é inviável reproduzir umas das dimensões do modelo por conta de limitações de fabricação. Por exemplo, em construções com estruturas tubulares, muitas vezes ficamos limitados por conta de bitolas comerciais, não podendo representar corretamente o modelo. Para essa situação Oshiro (2010) propôs um método para corrigir modelos com

geometrias distorcidas, o qual será discutido no tópico 1.1.

1.1 Similaridade no contexto das aplicações apresentadas

Neste artigo, foram identificadas três características comuns que geram a similaridade imperfeita: sensibilidade do material à taxa de deformação, tensão de escoamento diferente no protótipo e no modelo e a última característica é a geometria distorcida. Além disso, os testes aqui utilizados tem a limitação do aparato experimental, por se tratar de um ensaio com pêndulo, a altura do mesmo é limitada.

Para o problema da sensibilidade à taxa de deformação utiliza-se a base VSG (velocidade, tensão e massa de impacto) estudada por Oshiro (2010) onde os autores levaram em conta a taxa de deformação através da equação constitutiva de Norton-Hoff (Eq. (1)) apud Lemaitre e Chaboche (1991),

$$\sigma_d = \sigma_o \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_o} \right)^q, \quad (1)$$

onde σ_d é a tensão de escoamento dinâmico, σ_o é a tensão de escoamento quase-estática, $\dot{\varepsilon}$ é a taxa de deformação, $\dot{\varepsilon}_o$ é a taxa de deformação de referência e q é parâmetro do material considerado igual no modelo e no protótipo.

O fato de termos limitações nos aparatos simulados faz com que o fator de correção da massa de impacto, β_G , passe a ser função de $\beta_{\sigma o}$, β_v , β e βX , fatores de correção de tensão de escoamento quase estática, de velocidade, de escala e de geometria distorcida respectivamente. Considerando que a influência dos fatores que causam a não similaridade sejam independentes, $f(\beta_{\sigma o}, \beta_v, \beta, \beta X)$ pode ser decomposta em duas funções, $f_1 = f(\beta_{\sigma o}, \beta_v, \beta)$ e $f_2 = f(\beta X)$. A determinação de f_1 é feita através de grupos adimensionais das variáveis de impacto,

$$\pi_1 = \left[\frac{\delta^3 \sigma_d}{GV_0^2} \right], \pi_2 = \left[\frac{\dot{\varepsilon}^3 G}{\sigma_d V_0^2} \right], \pi_3 = \left[\frac{A^3 G}{\sigma_d V_0^4} \right], \pi_4 = \left[\frac{t^3 \sigma_d V_0}{G} \right], \pi_5 = \left[\frac{\sigma}{\sigma_d} \right], \pi_6 = \left[\frac{F^3}{G^2 \sigma_d V_0^4} \right] \text{ e } \pi_7 = \left[\frac{E}{GV_0^2} \right], \quad (2)$$

onde δ representa o deslocamento, $\dot{\varepsilon}$ a taxa de deformação, A a aceleração, t o tempo, σ a tensão, F a força e E a energia.

Com os grupos adimensionais π_1 e π_2 é possível obter o fator de tensão dinâmico, $\beta_{\sigma d} = \beta_{\sigma dm} / \beta_{\sigma dp}$, e o fator taxa de deformação, $\beta_{\dot{\varepsilon}} = \beta_{\dot{\varepsilon} m} / \beta_{\dot{\varepsilon} p}$. Utilizando a condição de similaridade completa, onde $\pi_{i \text{ modelo}} = \pi_{i \text{ protótipo}}$, fazendo $\beta_{\delta} = \beta$, temos:

$$(\pi_1)_m = (\pi_1)_p \rightarrow \frac{\beta^3 \beta_{\sigma d}}{\beta_v^2 \beta_G} = 1 \rightarrow \beta_{\sigma d} = \frac{\beta_v^2 \beta_G}{\beta^3}, \quad (\pi_2)_m = (\pi_2)_p \rightarrow \frac{\beta_{\dot{\varepsilon}}^3 \beta_G}{\beta_{\sigma d} \beta_v} = 1 \rightarrow \beta_{\dot{\varepsilon}} = \frac{\beta_v}{\beta}. \quad (3)$$

Podemos reescrever a Eq. (1), considerando que modelo e o protótipo possuam o mesmo parâmetro q , como um fator de tensão dinâmica, inserindo as expressões da Eq. (3),

$$\beta_{\sigma d} = \beta_{\sigma o} (\beta_{\dot{\varepsilon}})^q \rightarrow \frac{\beta_G \beta_v^2}{\beta^3} = \beta_{\sigma o} \left(\frac{\beta_v}{\beta} \right)^q \rightarrow \beta_G = \beta_{\sigma o} \beta_v^{(q-2)} \beta^{(3-q)}. \quad (4)$$

Os demais fatores podem ser obtidos aplicando a condição de similaridade completa nos grupos adimensionais π_3 ao π_7 e substituindo a Eq. (4).

A determinação de f_2 é feita, assumindo que a mesma tenha formato similar a f_1 , ou seja, $f_2 = \beta X^{n_G}$, onde $\beta X = X_m / X_p$, onde X é o parâmetro geométrico distorcido, conforme estudos de Oshiro (2010). A determinação de n_G é feita variando premeditadamente o fator geométrico βX , e analisando a variação de f_2 correspondente, ou seja, dois modelos geometricamente distorcidos pelos fatores βX_1 e βX_2 são utilizados. O modelo 1, escalonado por β , tem um fator de distorção $\beta X_1 = X_{m1} / X_p$ e fator de velocidade $\beta_{v1} = V_{m1} / V_p$. O modelo 2, escalonado por β , tem um fator de distorção $\beta X_2 = X_{m2} / X_p$ e fator de velocidade $\beta_{v2} = V_{m2} / V_p$. Quando existe similaridade completa entre os modelos e o protótipo, eles

compartilham o mesmo expoente n_G .

As demais variáveis do modelo também podem ser relacionadas com as variáveis do protótipo através de fatores de transposição. Para isso, o expoente n_y da Eq. (5), deve ser determinado para cada variável medida no modelo Y. As variáveis são medidas nos modelos 1 e 2 já determinados no processo de correção de n_G , e se procede de forma similar para calcular n_y , dado por,

$$n_y = \log[(Y_m)_2 / (Y_m)_1] / \log[\beta X_2 / \beta X_1]. \tag{5}$$

A Tabela 1 sumariza os fatores de escala para as variáveis do fenômeno de impacto, para a base VSG, em função de β_v , β , $\beta_{\sigma 0}$ e βX , fazendo um comparativo com a base MLT.

Variável	Fator base VSG	Fator base MLT	Variável	Fator base VSG	Fator base MLT
comprimento, L	β	β	tempo, t	$\beta / \beta_v (\beta X / \beta)^{nF}$	β
deslocamento, δ	β	β	velocidade, V	β_v	1
massa, G	$\beta_{\sigma 0} \beta_v^{(q-2)} \beta^{(3-q)} (\beta X / \beta)^{nG}$	β^3	taxa de deformação, $\dot{\epsilon}$	$\beta_v / \beta (\beta X / \beta)^{nE}$	1/ β
deformação, ϵ	$\beta / \beta X$	1	aceleração, A	$\beta_v^2 / \beta (\beta X / \beta)^{nA}$	1/ β
tensão, σ	$\beta_{\sigma 0} \beta_v^q \beta^{-q} (\beta X / \beta)^{n\sigma}$	1	força, F	$\beta_{\sigma 0} \beta_v^q \beta^{(2-q)} (\beta X / \beta)^{nF}$	β^2

Tabela 1: Fatores de escala para a base VSG, em função de β_v , β , $\beta_{\sigma 0}$ e βX e para base MLT

2 ESTUDOS DE CASO

Nesta seção foram realizadas duas aplicações para avaliar a sensibilidade dos parâmetros envolvidos nos eventos de impacto em modelos escalonados, para isso se realizou uma primeira aplicação que consiste num pêndulo que impacta no centro de um tubo com bitola de 40x80x1,95 mm e um modelo em escala 1/4 com dimensões de 10x20x0,95 mm, comparando as resposta no modelo e no protótipo.

Como segunda aplicação se realiza o teste de impacto frontal em um modelo de ônibus escalonado, esse teste é obrigatório para carrocerias de ônibus no mercado brasileiro. O teste será simulado e consiste de um pêndulo que impacta na região frontal do ônibus.

Caracterização dos materiais: O material utilizado para os estudos de caso foi o aço estrutural NBR 7008 ZAR 230. Duas bitolas de tubos diferentes foram utilizadas: 40x80x1,95 mm para construção do protótipo e 10x20x0,95 mm para construção do modelo em escala 1/4.

Para avaliar as propriedades mecânicas desses materiais, foram realizados testes de tração uniaxial usando uma máquina de ensaios universal com velocidade de 10 mm/min. As amostras foram cortadas em laser no formato correspondente de acordo com a ASTM E8. Os resultados da região plástica das curvas tensão-deformação verdadeira resultante do ensaio de tração são apresentados na Fig. 1a.

É importante ressaltar que mesmo o material ser nominalmente o mesmo para ambos os tubos, apresentam uma diferença crucial em suas curvas tensão deformação. A tensão de escoamento do tubo com bitola de 40x80x1,95 mm é aproximadamente 8% maior do que a tensão de escoamento do tubo com bitola de 10x20x,095 mm, sendo 335 e 309 MPa respectivamente. Nas indústrias fabricantes de ônibus, o material ZAR 230, especificado na NBR 7008, é comumente utilizado para fabricação das carrocerias. Esse aço é sensível à taxa de deformação, ou seja, apresenta uma variação no valor da tensão de escoamento frente a diferentes velocidades de deformação (Meira Júnior (2010)). Para computar este efeito, utilizaram-se as leis constitutivas proposta por Cowper-Symonds apud Jones (2012) e a lei constitutiva de Norton-Hoff (Eq. 1), a Eq. 6 representa a lei constitutiva de Cowper-Symonds é apresentada a seguir:

$$\sigma_d = \sigma_o \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \right], \quad (6)$$

onde σ_d é a tensão de escoamento dinâmico para uma taxa de deformação $\dot{\epsilon}_o$, σ_o é a tensão de escoamento quase-estática associada, e D e p são parâmetros do material, considerado igual no modelo e no protótipo.

Conforme Jones (2012), $D = 40,4$ e $p = 5$ produzem uma razoável concordância com os dados experimentais. O mesmo autor ainda menciona que através de resultados experimentais de Cowper-Symonds, pode-se observar uma tendência das tensões aumentarem com o incremento da taxa de deformação para todo o espectro de deformações do ensaio. É de suma importância simular esse comportamento para modelar corretamente a dissipação de energia do ônibus em cenários de impacto (Meira Júnior (2010)).

Para a lei constitutiva de Norton utilizaram-se os valores para o parâmetro $q = 0,077$ para uma taxa de deformação de $0,001 \text{ s}^{-1}$ até 2000 s^{-1} . Na Fig. 1b (Oshiro 2010) é mostrada a diferença entre a razão das tensões dinâmicas e tensões de escoamento em função da taxa de deformação, para as equações constitutivas de Cowper-Symonds e Norton-Hoff. Através dela é possível verificar que as diferenças entre ambas as equações são relativamente pequenas.

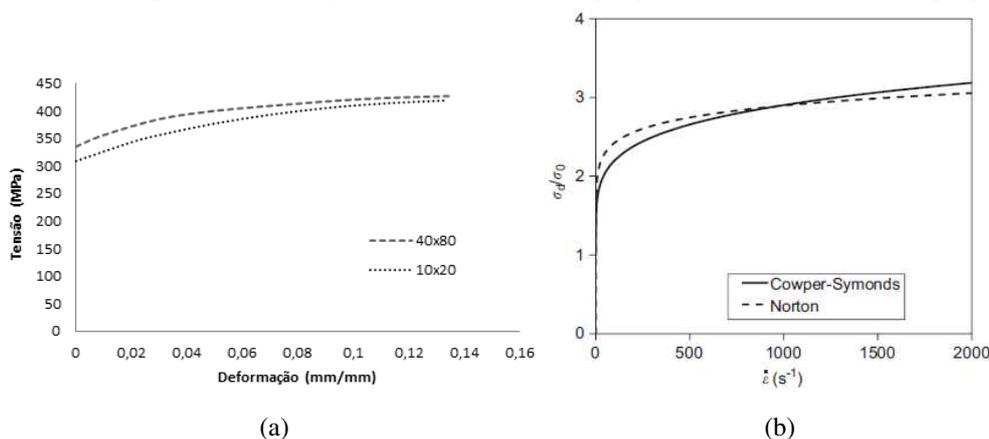


Figura 1: (a) Curva tensão deformação, (b): Comparação entre tensões e taxa de deformação para Cowper-Symonds e Norton.

Aplicação 1: Impacto entre um pêndulo e um tubo utilizando similaridade imperfeita: O ensaio do pêndulo realizado consiste em elevar uma massa em sua trajetória normal de um pêndulo a uma altura H_1 (Fig. 2) acima do ponto de contato com o alvo, deixando-o cair livremente impactando perpendicularmente à face frontal de determinado componente. O corpo do pêndulo deve estar firmemente ligado a barras rígidas e seu comprimento desde o ponto de articulação até o centro da massa do pêndulo deve ser de H_2 (Fig. 2).

Para determinar a velocidade do pêndulo no momento do impacto é feito um balanço de energia através da Eq. 7,

$$m g h_i + \frac{m v_i^2}{2} = m g h_f + \frac{m v_f^2}{2}, \quad (7)$$

onde m é igual a massa do pêndulo, g é a aceleração da gravidade, h_i e h_f são altura inicial e final do pêndulo respectivamente, v_i e v_f são velocidade inicial e final do pêndulo respectivamente.

Nesse estudo de caso, vamos utilizar a massa do pêndulo no ensaio do protótipo de 50 Kg. As dimensões das variáveis para o ensaio e também do pêndulo são apresentadas na (Fig. 2). Foram realizadas simulações numéricas para avaliar a sensibilidade dos fatores de escala num evento de impacto utilizando o ensaio descrito.

O modelo em elementos finitos foi desenvolvido no programa LS-Dyna R.4.2.1. O tubo é

constituído por elementos de casca com 5 pontos de integração. Possuindo um total de 12.000 elementos. O modelo utilizado para representar o material foi o “*Piecewise Linear Plasticity*”, colocando a curva do material obtida no ensaio de tração através de uma sequencia de pontos. A massa de impacto é constituída por elementos rígidos. O contato entre as superfícies possui coeficiente estático de 0,4 e dinâmico de 0,3.

Conforme visto na Fig. 2, a altura de queda do pêndulo para o protótipo é de 1000 mm onde, através da Eq. 7, obtêm-se uma velocidade de impacto de 4,429 m/s e para o modelo a altura de queda do pêndulo é de 300 mm, obtendo uma velocidade de impacto de 2,426 m/s. Com isso o fator $\beta_v = V_m/V_p$ resulta em $\beta_v = 0,5477$. O fator $\beta_{\sigma\sigma}$ é definido como a razão entre as tensões de escoamento do protótipo e do modelo, $\beta_{\sigma\sigma} = \sigma_{o\text{modelo}}/\sigma_{o\text{protótipo}}$, resultando em $\beta_{\sigma\sigma} = 0,9224$. O fator β é dado como fator de escala geométrica resultando em $\beta = 1/4 = 0,25$. A função $f_1 = f(\beta_{\sigma\sigma}, \beta_v, \beta)$, para a massa de impacto, mencionada na seção 1.2, é então definida pelas variáveis que a compõe da tabela 1, $f_1 = f(\beta_{\sigma\sigma}, \beta_v, \beta)$, $\beta_G = \beta_{\sigma\sigma}\beta_v^{(q-2)}\beta^{(3-q)} = 0,0509$.

Para definição do expoente n_G da função $f_2 = \beta X^{n_G}$, que permite que o modelo seja similar ao protótipo, este deve ser o mesmo que gera uma resposta similar nos modelos 1 e 2. Para isso os modelos são simulados em pares, variando de forma premeditada o expoente n_G e o mesmo é obtido quando tiverem a mesma resposta estrutural nos dois modelos. O máximo deslocamento horizontal no tubo δ/β é a variável utilizada para a comparação da resposta estrutural.

Na tabela 2a são sumarizados os valores simulados para encontrar n_G . O valor encontrado com menor erro relativo é $n_G = 1,05$. Com isso, o valor de β_G encontrado foi de 0,10263 e então a massa do modelo pêndulo resulta em 5,31 Kg, aproximadamente 10 vezes menor que a do protótipo.

O cálculo dos fatores de transposição para a variável β_t , da simulação numérica do tubo com espessura distorcida é resumida na Tabela 2b.

n_G	modelo	β_e/β	f_1	f_2	β_G	δ/β	erro relativo entre modelos 1 e 2
0,8	modelo 1	4,00	0,0509	3,031	0,15431	2,7966	5,65%
	modelo 2	1,95	0,0509	1,706	0,08685	2,9642	
0,9	modelo 1	4,00	0,0509	3,482	0,17726	3,0656	1,69%
	modelo 2	1,95	0,0509	1,824	0,09285	3,1182	
1,05	modelo 1	4,00	0,0509	4,287	0,21823	3,3538	0,01%
	modelo 2	1,95	0,0509	2,016	0,10263	3,3535	

	β	β_e	β_e/β	$Y = t \text{ (s)}$
modelo 1	0,25	1,00	4,00	0,00235
modelo 2	0,25	0,487	1,95	0,00235
Y_1/Y_2			2,0526	1,00
$n_t = \log(Y_1/Y_2)/\log(\beta_{e1}/\beta_{e2})$				0
$f_2 = (\beta_e/\beta)^{n_t}$				1,00
modelo 2 f_1				0,4565
$\beta_t = f_1 f_2$				0,4565

Tabela 2: (a) Determinação do fator β_G , (b) Determinação da variável β_t .

Aplicação 2: Impacto frontal de uma carroceria de um ônibus utilizando similaridade imperfeita:

O teste de resistência ao impacto frontal, de uma carroceria de ônibus é normatizado pela Resolução CONTRAN nº 629/16, 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 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, de 4500 a 5000 mm. O pêndulo deve impactar em duas regiões da estrutura do veículo, sendo uma centralizada com o assento do motorista, a uma altura de 200 mm do centro do pêndulo até a linha do assoalho, e de maneira similar, o pêndulo deve impactar no lado oposto da estrutura.

A velocidade do pêndulo no momento do impacto é calculada através da Eq.7, onde para o

caso em estudo, é igual a 6,26 m/s. Na Fig. 3 é apresentado um modelo esquemático de como deve ser montado o teste de resistência ao impacto frontal e os dados que foram utilizados para o cálculo numérico do protótipo. Para o modelo escalonado a altura de queda do pêndulo é de 500 mm, e a velocidade no momento do impacto é de 3,132 m/s.

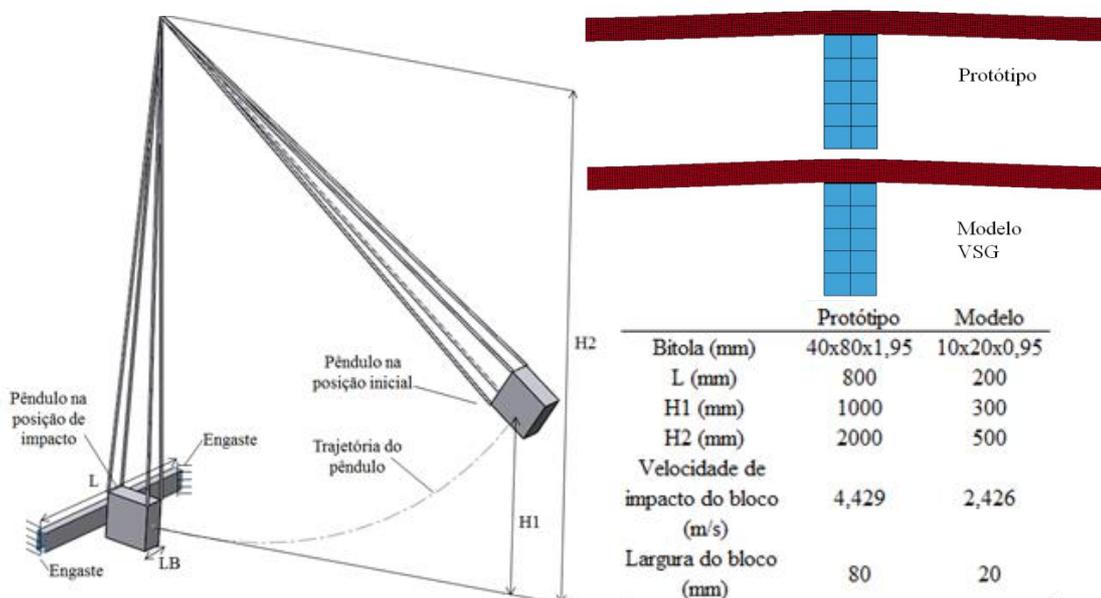


Figura 2: Desenho esquemático do ensaio do pêndulo com os respectivos valores das variáveis, configuração deformada no protótipo e no modelo obtido na simulação.

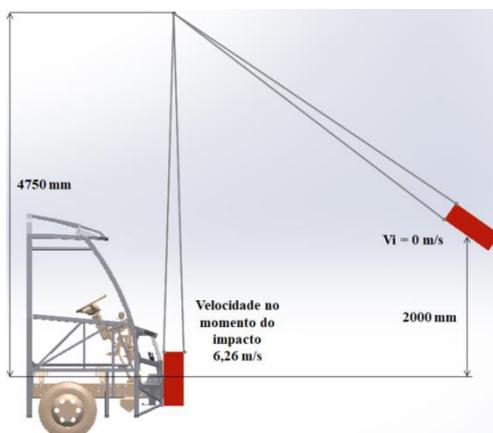


Figura 3: Desenho esquemático do ensaio do pêndulo

De forma similar nesta segunda aplicação 2, o modelo será em escala 1/4, o fator β_v foi imposto para encontrar o fator β_G , sendo função de β_v , β , β_{σ_0} e β_X . O valor encontrado com menor erro relativo é $n_G = 1,3$. Com isso, o valor de β_G encontrado foi de 0,14451 e a massa do modelo 144,5 Kg, aproximadamente 7 vezes menor que a do protótipo. O cálculo dos fatores de transposição para a variável β_t , da simulação numérica do tubo com espessura distorcida é igual a 0,5.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. 2 mostra a malha deformada no final da simulação definida pelo pêndulo atingindo seu deslocamento máximo para o primeiro caso estudado, onde o modelo foi aumentado

quatro vezes para comparação com o protótipo. Para comparar os resultados de ambos os métodos de escalonamento, os resultados deve ser multiplicado por fatores de escala seguindo o mesmo procedimento usado na Tabela 1. Nesse estudo de caso a principal variável é o deslocamento, pois é através dela que comparamos se a estrutura atende aos requisitos de impacto frontal. Por isso comparou-se o deslocamento máximo do pêndulo para cada caso.

Na Fig. 4a é possível observar os desvios entre o modelo e protótipo para o teste de impacto entre o pêndulo e o tubo. A resposta deslocamento máximo entre ambos se mostraram bem próximas quando utilizado a base VSG, sendo de 12,92 mm para o protótipo e 3,35 mm aplicando a o fator de escala adotado $\beta = 1/4$ conversão ficaria $\delta/\beta = 13,40$ mm, ou seja, o erro relativo entre os valores do modelo e protótipo seria de 3,58% de erro relativo. Porém se comparamos o protótipo com o modelo na base MLT, onde o deslocamento máximo foi de 2,04 mm, aplicando a o fator de escala adotado $\beta = 1/4$ conversão ficaria $\delta/\beta = 8,16$ mm, temos um erro relativo de 58,3%.

A Fig. 5 mostra a malha deformada no final da simulação definida pelo pêndulo atingindo seu deslocamento máximo para o segundo caso estudado, onde o modelo foi aumentado quatro vezes para comparação com o protótipo. Importante ressaltar que por conta de gasto computacional, optou-se por impactar apenas o pêndulo do lado esquerdo da estrutura, onde está posicionado o motorista.

A região com maior plastificação, tanto no modelo quanto no protótipo se mostraram similares. Na Fig. 5 são apresentadas as regiões mais deformadas, destacadas com círculos vermelhos, com suas respectivas malhas, comparando o modelo com o protótipo.

Para o teste de resistência ao impacto frontal da estrutura do ônibus, a resposta em termos do deslocamento máximo do pêndulo entre o modelo e o protótipo, se mostraram também coerentes. Sendo de 163,33 mm para o protótipo e 42,16 mm para o modelo, que aplicando o fator de escala adotado $\beta=1/4$ será $\delta/\beta = 168,67$ mm, ou seja na comparação de protótipo e modelo em termos de deslocamento máximo vamos a ter um erro relativo de 3,17%. Se comparamos o protótipo com o modelo na base MLT, onde o deslocamento máximo foi de 29,72 mm, aplicando a o fator de escala adotado $\beta = 1/4$ conversão ficaria $\delta/\beta = 118,88$ mm, temos um erro relativo de 37,39%.

Na Fig.4b é possível observar que durante todo o evento simulado, o deslocamento do pêndulo no modelo com base VSG e no protótipo se mostraram equivalentes, já o modelo na base MLT ocorre uma discrepância com a curva do protótipo.

Importante ressaltar que o método de correção que altera a massa de impacto requer a condição massa de impacto \gg massa da estrutura, ou seja, se deve respeitar a condição que a inércia da estrutura seja desprezível quando comparada com a do pêndulo, conforme comentado na seção 1.

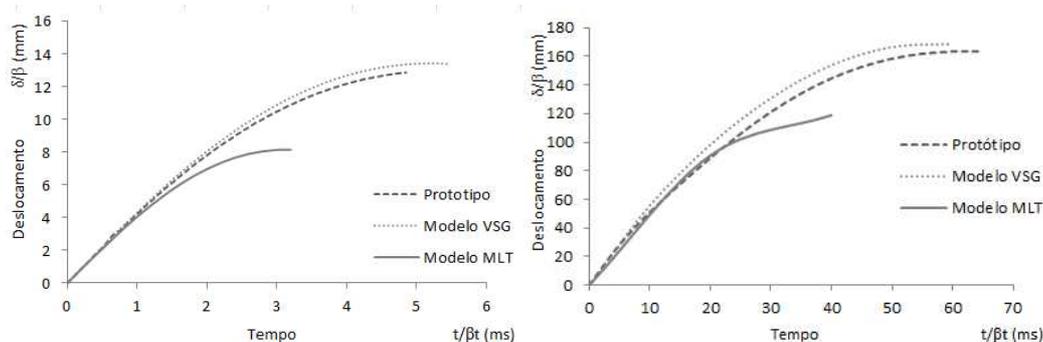


Figura 4: Comparação de Modelo e protótipo em termos de deslocamento global tempo. (a) Aplicação 1, (b): Aplicação 2.

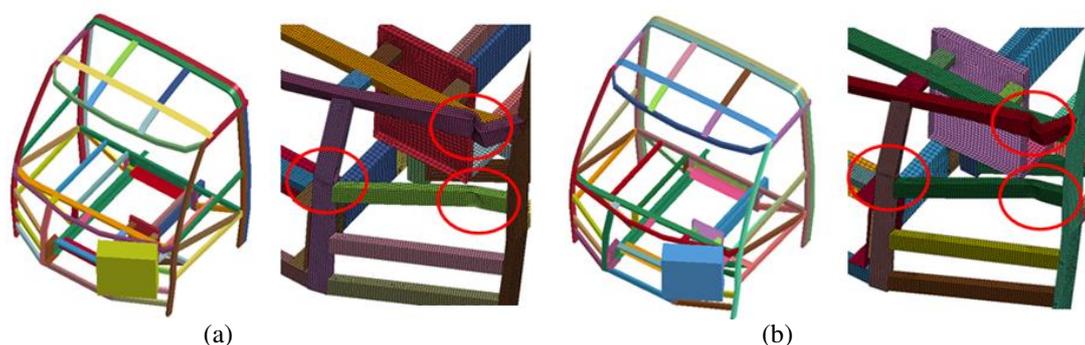


Figura 5: Aplicação 2: comparação entre configurações finais (a) Protótipo, (b) Modelo.

4 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma abordagem para o dimensionamento de estruturas submetidas à carga de impacto. Através de simulações de modelos escalonados, além de leis de similaridade, foi mostrado que o comportamento de uma estrutura em escala real pode ser previsto. E, para este método, nenhuma informação adicional de resposta da estrutura foi necessária para calcular a correção da massa impactada, enquanto depende apenas do parâmetro do material do Norton q e do fator de escala β .

Mesmo que o método apresentado corrija apenas a porção plástica e não avalie o endurecimento plástico, resultados satisfatórios foram obtidos. Para certificação do método sugere-se uma comparação experimental.

Agradecimentos: Os autores agradecem o apoio da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, a Marcopolo s.a, ao CNPq e a CAPES-Brasil pelo apoio financeiro destinado a realizar esta pesquisa.

REFERENCIAS

- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 7008 – Chapas e bobinas de aço revestidas com zinco ou liga-ferro pelo processo contínuo de imersão à quente, Parte I: Requisitos, 2012.
- Alves, G.T., Análise de Absorção de Energia de Impacto: Uma Abordagem Baseada em Testes com Estruturas Similares, Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.
- ASTM E8, Métodos de teste padrão de tração de materiais metálicos, Soc. Americana de testes e mat., 2013.
- Baker, W.E., Westine, P.S. e Dodge, F.T., Similarity Methods in Engineering Dynamics : Theory and Practice of Scale Modeling, Rochelle Park, N. J. : Spartan Books, 1973.
- Barenblatt, G.I., Scaling, Cambridge: Cambridge University Press; 2003.
- CONTRAN – Com. Nac. Trânsito. Res. nº629: requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros, ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importado 2016.
- Fox, R.W., Mcdonald, A.T., Introdução à Mecânica dos Fluidos, ed. LTC, Rio de Janeiro, 2005.
- Jones, N., Structural impact, Cambridge: Cambridge University Press; 2012.
- Lemaitre, J., Chaboche, J.-L., Mechanics of solids materials, Cambridge: Cambridge University Press; 1991.
- Mazzariol, L.M., Escalonamento de Painéis Reforçados Sujeitos à Cargas de Impacto, Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.
- Meira Júnior, A.D., Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal, Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, POA, 2010.
- Munson, B.R., Young, D.F. e Okiishi, T.H., Uma Introdução Concisa a Mec. dos Fluidos, ed. Blücher, S. ., 2005.
- Oshiro, R.E., Estudo da Similaridade Imperfeita em Estruturas Sujeitas a Carregamentos de Impacto, Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.
- Sindipeças (Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores), Relatório da Frota Circulante, 2017, [acessado em 12 Ago 2017], Disp. em: <https://www.sindipeças.org.br>.