

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DO IMPACTO AXIAL EM TUBOS PARA ENSAIOS EM  
SEGURANÇA VEICULAR**

Eduardo Barjud Bugelli

São Paulo  
2005

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DO IMPACTO AXIAL EM TUBOS PARA ENSAIOS EM  
SEGURANÇA VEICULAR**

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
Obtenção do título de Graduação em Engenharia

Eduardo Barjud Bugelli

Orientadora: Larissa Driemeier

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo  
2005

55  
81/24

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011120

### FICHA CATALOGRÁFICA

**Bugelli, Eduardo Barjud**

**Estudo do impacto axial em tubos para ensaios em segurança veicular / E.B. Bugelli. -- São Paulo, 2005.**

**102 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Mecânica dos sólidos 2.Flambagem 3.Mecânica das estruturas 4.Segurança de automóveis (Impacto; Ensaios)**  
**I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

**Este trabalho é dedicado a  
Rômulo Bugelli**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço imensamente à minha família pelo tesouro que recebi a cada dia desta graduação, desde a educação e formação do meu caráter até oportunidades que me deram, paciência, compreensão e todo apoio que precisei para concluir com êxito meus objetivos. Obrigado aos meus preciosos amigos pelos momentos de descontração em véspera de provas, diversão nos finais de semana e suporte emocional nos momentos difíceis.

Para a Poli ficam meus sinceros agradecimentos à amiga e Profa. Dra. Larissa Driemeier pela orientação e ensinamentos, Prof. Dr. Marcílio Alves pelas explicações e ao Bruno Correia pela ajuda na preparação dos ensaios no laboratório.

Na Volkswagen do Brasil agradeço os colegas Anderson Fernandes e Leandro V. da Silva Macedo pelo inestimável auxílio à compreensão do método dos elementos finitos. Obrigado também ao Edson Gouveia e sua equipe de aquisição de dados pela ajuda e ensinamentos, ao amigo Cláudio Utrera pelo constante incentivo e aos executivos Ricardo Carvalho e Marcelo Bertocchi pela liberação de dados e imagens e permissão para o desenvolvimento deste trabalho em parceria.

Obrigado a todos que direta ou indiretamente me auxiliaram na execução deste trabalho.

## **RESUMO**

O presente trabalho engloba o estudo de aspectos experimentais, numéricos e teóricos do fenômeno do impacto axial em perfis de seção transversal circular visando sua aplicação em ensaios de trenó para desenvolvimento de componentes de segurança passiva. Buscou-se desenvolver e implementar uma metodologia de cálculo de quantidade, comprimentos de tubos e velocidade inicial de impacto para obter uma dada curva de desaceleração do trenó de ensaio. Para tal, modelos analíticos de amassamento de tubos foram estudados e serviram de base para propor modelos que descrevem a curva de desaceleração da massa de impacto em dois e  $N$  tubos. A metodologia implementada em software *Excel* foi aplicada em simulações numéricas e ensaios experimentais e os resultados confrontados. Os experimentos foram realizados no Laboratório de Impacto da USP e no Laboratório de Impactos Veiculares da Volkswagen do Brasil com tubos de aço e alumínio e mostraram boa correlação com os modelos propostos, validando a metodologia.

## **ABSTRACT**

This work aims the experimental, numerical and theoretical investigation of axial impact on round transversal section tubes focusing its application on vehicle crash test simulation. Particularly, the mean deceleration of the striking mass and the amount of energy absorbed by the structure will be analyzed. It was studied theoretical models whom describe the buckling phenomena associated to the striking mass deceleration. At the end of this work, it was obtained a methodology able to determine the initial velocity of impact, number and length of tubes necessary to result in a deceleration curve defined by an international standard or a real crash test. A large number of experimental impact tests were conducted in the drop hammer rig of the Group of Solid Mechanics and Structural Impact and in the Vehicle Impact Center of Volkswagen do Brasil with steel and aluminum alloy tubes, the experimental results were very similar with the expected, validating the methodology.

## SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA .....	1
1.1 Ensaios de Impacto em Trenó .....	3
1.2 Objetivos.....	6
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	7
2.1 Flambagem Global, Progressiva e Dinâmica Plástica.....	7
2.2 Transição Entre os Modos de Flambagem .....	8
2.3 Efeitos de Inércia.....	11
3. MODELO ANALÍTICO .....	14
3.1 Modelo Analítico de Flambagem Progressiva .....	14
3.2 Sensibilidade à Taxa de Deformação .....	22
3.3 Estudo de Caso .....	25
4. PROPOSTA DE MODELO PARA CURVA DE DESACELERAÇÃO.....	29
4.1 Modelo de Impacto em Um Tubo .....	29
4.2 Modelo de Impacto em Dois Tubos .....	35
4.3 Modelo de Impacto em $N$ Tubos .....	39
5. CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL .....	44
5.1 Ensaio de Tração .....	44
5.2 Barra de Hopkinson.....	49
6. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS.....	50
6.1 Simulações em Um Tubo .....	50
6.2 Simulações em $N$ Tubos.....	55
7. CONSIDERAÇÕES SOBRE OS ENSAIOS.....	58
7.1 Martelo de Queda Livre.....	58

7.2 Trenó em Escala .....	61
7.3 Trenó de Testes Veiculares .....	64
7.4 Filtragem de Sinais.....	66
8.EXPERIMENTOS EM TUBOS .....	69
8.1 Impacto em Um Tubo.....	69
8.2 Impacto em Dois Tubos.....	73
8.3 Impacto em <i>N</i> Tubos .....	75
9.CONCLUSÕES.....	80
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	81
ANEXO A .....	84
ANEXO B .....	97
APÊNDICE I – FOLHA DE DADOS DOS ACELERÔMETROS .....	I
APÊNDICE II – INTERFACE DO PROGRAMA .....	II

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Resultados teóricos para tubos de alumínio e aço (forças em kN).....	25
Tabela 4.1 Cálculo do $\Delta V$ devido a força de pico .....	36
Tabela 4.2 Comprimento dos tubos do exemplo Figura 4.14 (medidas em mm) .....	43
Tabela 5.1 Propriedades mecânicas de $Mat_1$ , $Mat_2$ e $Mat_3$ .....	49
Tabela 5.2 Propriedades dinâmicas de $Mat_1$ , $Mat_2$ e $Mat_3$ .....	49
Tabela 6.1 Resultados das simulações com imperfeições .....	52
Tabela 6.2 Variação do diâmetro de uma amostra de tubo .....	53
Tabela 6.3 Tubos para simulação numérica (medidas em mm) .....	56
Tabela 8.1 Dimensões dos tubos ensaiados.....	69
Tabela 8.2 Dados dos experimentos em um tubo.....	70
Tabela 8.3 Dados dos experimentos em dois tubos.....	73
Tabela 8.4 Tubos para ensaio de cadeira de criança (medidas em mm) .....	76
Tabela 8.5 Tubos para ensaio de cintos de segurança (medidas em mm).....	78
Tabela A 1. Normas FMVSS e ECE para <i>crash tests</i> .....	94
Tabela A 2 Configurações de <i>crash tests</i> realizados pela VW.....	96
Tabela B 1. Dados de operação da linha <i>Via Systems</i> [25] .....	98
Tabela B 2. Dados de operação da linha <i>HYGE</i> [27] .....	101

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Deformação progressiva de uma longarina de concepção moderna [1] .....	1
Figura 1.2 Trenó para testes dinâmicos.....	4
Figura 1.3 Tubos antes e após o impacto .....	4
Figura 1.4 Corredor de desaceleração (ECE R-16).....	5
Figura 1.5 Curva de desaceleração do trenó.....	5
Figura 2.1. Cascas cilíndricas sujeitas a diferentes velocidades de impacto (a) Alta velocidade, flambagem dinâmica (b) Baixa velocidade, flambagem progressiva [3] .....	7
Figura 2.2 Flambagem progressiva (a) e global (b) .....	8
Figura 2.3 Influência da velocidade de impacto no comprimento crítico de flambagem para tubos de alumínio [6].....	9
Figura 2.4 Modos de flambagem nas velocidades de transição [6].....	9
Figura 2.5 Influência da massa de impacto no modo de flambagem de um tubo de alumínio de 1" x 1,65 mm [12].....	10
Figura 2.6 Dobras axissimétricas para diferentes combinações de massa e velocidade de impacto para um valor de energia constante, (1) alta velocidade e massa baixa, (4) massa alta e velocidade baixa [12] .....	12
Figura 2.7 Variação da força média de amassamento pela massa de impacto [12] .....	12
Figura 3.1 Gráfico experimental Força x Deslocamento, $P_m$ é a carga média [13] .....	14
Figura 3.2 Gráfico tensão x deformação para material rígido perfeitamente plástico ....	15
Figura 3.3 Evolução da tensão na seção transversal de uma viga.....	15
Figura 3.4 (a) Geometria do tubo cilíndrico (b). Princípio da formação de rótulas plásticas .....	17
Figura 3.5 Modelo utilizado por Abramowicz e Jones [14].....	21
Figura 3.6 Curva tensão-deformação de cristais de nióbio sob diversas taxas de deformação [15].....	23
Figura 3.7 Tensão de escoamento x taxa de deformação para aço baixo carbono [15] ..	23

Figura 3.8 Curva tensão-deformação de uma liga de alumínio para diversas taxas de deformação [16].....	24
Figura 3.9 Variação da força média com o diâmetro e a espessura de parede .....	26
Figura 3.10 Curva experimental de $P_{m,exp}/M_0$ em função de $(2.R)/H$ [13] .....	26
Figura 3.11 Variação da força média e força de pico com a velocidade para o alumínio	27
Figura 3.12 Variação da força média e força de pico com a velocidade para o aço .....	27
Figura 4.1 Modelo teórico para a curva de desaceleração .....	29
Figura 4.2 Impacto em um tubo de alumínio $G = 400$ kg e $V_0 = 4$ m/s.....	31
Figura 4.3 Impacto em um tubo de alumínio $G = 200$ kg e $V_0 = 4$ m/s.....	31
Figura 4.4 Impacto em um tubo de alumínio $G = 400$ kg e $V_0 = 8$ m/s.....	32
Figura 4.5 Impacto em um tubo de alumínio $G = 200$ kg e $V_0 = 8$ m/s.....	32
Figura 4.6 Impacto em um tubo de aço $G = 400$ kg e $V_0 = 4$ m/s .....	33
Figura 4.7 Impacto em um tubo de aço $G = 200$ kg e $V_0 = 4$ m/s.....	34
Figura 4.8 Impacto em um tubo de aço $G = 400$ kg e $V_0 = 8$ m/s .....	34
Figura 4.9 Impacto em um tubo de aço $G = 200$ kg e $V_0 = 8$ m/s .....	35
Figura 4.10 Seqüência do modelo de impacto em dois tubos .....	37
Figura 4.11 Curva de desaceleração da massa ao impacto em dois tubos .....	37
Figura 4.12 Exemplo de curva de desaceleração em dois tubos .....	39
Figura 4.13 Curva de desaceleração objetivo.....	40
Figura 4.14 Curva teórica de desaceleração em $N$ tubos.....	41
Figura 4.15 Desenho esquemático de $N$ tubos .....	43
Figura 5.1 Corpos de prova do $Mat_1$ e $Mat_2$ .....	45
Figura 5.2 Dimensões dos corpos de prova segundo norma ASTM B557M.....	45
Figura 5.3 Corpos de prova de $Mat_1$ e $Mat_2$ depois do ensaio .....	46
Figura 5.4 Curva Tensão x Deformação de engenharia para o $Mat_1$ .....	46
Figura 5.5 Curva Tensão x Deformação de engenharia para o $Mat_2$ .....	47
Figura 5.6 Modelos bi-lineares de $Mat_1$ e $Mat_2$ .....	48
Figura 5.7 Barra de Hopkinson .....	49
Figura 6.1 Esquema do modelo numérico.....	50
Figura 6.2 Esquema dos modelos de imperfeição .....	51

Figura 6.3 Primeiro modo elástico de flambagem .....	52
Figura 6.4 Comparaçao dos resultados da simulação com <i>Mat<sub>3</sub></i> .....	54
Figura 6.5 Curvas de desaceleração da massa de impacto .....	54
Figura 6.6 Curva de desaceleração experimental e teórica .....	55
Figura 6.7 Tubos antes da simulação .....	56
Figura 6.8 Tubos depois da simulação .....	56
Figura 6.9 Curvas de desaceleração para modelos de diferentes espessuras de parede ..	57
Figura 7.1 Martelo de queda livre do GMSIE.....	58
Figura 7.2 Massa de impacto.....	59
Figura 7.3 Base para ensaios no martelo.....	60
Figura 7.4 Esquema do fluxo de sinais do interferômetro laser .....	61
Figura 7.5 Trenó em escala .....	62
Figura 7.6 Condição de contorno do trenó em escala .....	63
Figura 7.7 Sistema de medição de velocidade .....	63
Figura 7.8 Acelerômetro trenó em escala.....	64
Figura 7.9 Posicionamento dos acelerômetros e sistema de aquisição Hentschel .....	65
Figura 7.10 Condição de contorno do ensaio de trenó .....	65
Figura 7.11 Resposta em frequencia CFC 60 [19] .....	66
Figura 7.12 Sinal filtrado em CFC 60 .....	68
Figura 8.1 Formato de nomenclatura dos espécimes .....	69
Figura 8.2 Resultado dos experimentos da Tabela 8.2.....	71
Figura 8.3 Espécimes <i>B_03</i> após os ensaios .....	71
Figura 8.4 Curva de desaceleração experimental e teórica para o espécime <i>B_03_02</i> ...	72
Figura 8.5 Curva de desaceleração experimental e teórica para o espécime <i>B_03_05</i> ...	72
Figura 8.6 Resultados dos experimentos da Tabela 8.3 .....	74
Figura 8.7 Espécimes <i>B_01_03</i> e <i>B_01_04</i> após impacto.....	74
Figura 8.8 Curva de desaceleração experimental e teórica para os espécimes <i>B_02_07</i> e <i>B_02_08</i> .....	75
Figura 8.9 Corredor e curva teórica para ensaio de cadeira de criança.....	76
Figura 8.10 Tubos do teste de cadeira de criança antes depois do impacto .....	77

Figura 8.11 Curva de desaceleração experimental e teórica do ensaio de cadeira de criança.....	77
Figura 8.12 Curva de desaceleração experimental e teórica do ensaio de cintos de segurança .....	78
Figura 8.13 Extremidade dos tubos (a) ensaio de cadeira de criança e (b) ensaio de cinto de segurança .....	79
Figura A 1. Ensaio de impacto frontal <i>offset</i> segundo EuroNCAP [20] .....	85
Figura A 2. Ensaio de impacto lateral segundo EuroNCAP [20].....	85
Figura A 3. Corredor de desaceleração do trenó para ensaio de fechadura .....	87
Figura A 4. Corredor de desaceleração do trenó para ensaio de bagageiro de teto.....	87
Figura A 5. Curva obtida de <i>crash test</i> EuroNCAP .....	88
Figura A 6. Corredor de desaceleração para ensaio de bancos .....	89
Figura A 7. Posicionamento das cargas para o ensaio de transporte de cargas [21] .....	89
Figura A 8. Corredor de desaceleração para ensaio de transporte de carga .....	90
Figura A 9. Corredor de desaceleração para ensaio de cintos de segurança [22] .....	91
Figura A 10. Corredor de desaceleração para impacto frontal [23] .....	92
Figura A 11. Curva de desaceleração para impacto traseiro em ensaio de cadeira de criança [23].....	93
Figura A 12. Impacto lateral segundo NCAP [24].....	94
Figura B 1. Esquema do equipamento da <i>Via Systems</i> [25] .....	97
Figura B 2. Princípio de operação do sistema <i>Via Systems</i> [25] .....	98
Figura B 3. Foto do dispositivo [26] .....	99
Figura B 4. Princípio de funcionamento do <i>MTS</i> [26] .....	99
Figura B 5. Exemplo de funcionamento do sistema <i>HYGE</i> [27] .....	100
Figura B 6. Princípio de operação do sistema <i>HYGE</i> [27].....	101

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a, b \ e \ c$	Rótulas plásticas
$a_0, a_1, a_2$	Constantes do filtro Butterworth
$A$	Área da seção transversal
$A_0$	Área da seção transversal inicial do corpo de prova
$b_1, b_2$	Constantes do filtro Butterworth
$B$	Largura da seção
$d\varepsilon_0$	Incremento de deformação circumferencial
$d\bar{\varepsilon}_0$	Incremento de deformação média circumferencial
$D$	Constante do material da equação de Cowper-Symonds eq.(26)
$D_1$	Energia interna absorvida pelas rótulas plásticas $a$ e $c$
$D_2$	Energia interna absorvida pela rótula plástica $b$
$D_3$	Energia interna absorvida pelo alongamento das porções $ab$ e $bc$
$D_T$	Energia interna total absorvida pelas rótulas plásticas
$E$	Módulo de Elasticidade
$E_{cin}$	Energia cinética
$E_h$	Módulo de encruamento
$F_c$	Força de tração em toda seção plastificada
$F_R$	Resultante das forças externas
$F_t$	Força de compressão em toda seção plastificada
$g$	Aceleração da massa de impacto
$G$	Massa de impacto
$g_i$	Desaceleração de pico da massa de impacto
$g_m$	Desaceleração média da massa de impacto
$h$	Altura de queda da massa de impacto
$H$	Espessura da parede do tubo
$I$	Momento de inércia da seção
$l$	Comprimento da dobra

$L$	Comprimento de um tubo genérico
$L_f$	Comprimento fina do conjunto de tubos
$L_N$	Comprimento do maior tubo de um conjunto de $N$
$L_{SEG}$	Comprimento de segurança
$m$	Massa do tubo
$M$	Momento fletor atuante na seção
$M_0$	Momento necessário para escoamento plástico total da seção
$N$	Número de tubos
$\varnothing$	Ângulo da geometria do mecanismo básico de colapso
$p$	Constante do material da equação de Cowper-Symonds eq.(18)
$P$	Força axial aplicada
$PAT$	Patamar de desaceleração
$P_{i,exp}$	Força de pico experimental
$P_{i,teor}$	Força de pico teórica
$P_{m,exp}$	Força média do tubo experimental
$P_{m,teor}$	Força média do tubo teórica
$R$	Raio médio do tubo
$T$	Período de amostragem
$t_*$	Tempo em que a massa atinge o segundo tubo
$t_0$	Tempo de início de impacto
$t_{ent}$	Tempo de entrada até o patamar
$t_f$	Tempo em que a massa atinge o repouso
$V$	Velocidade
$V_*$	Velocidade de impacto no segundo tubo
$V_0$	Velocidade inicial no instante do impacto
$V_j$	Velocidade no instante do impacto em um tubo
$X[t]$	Sinal puro
$y$	Coordenada na seção transversal de uma viga a partir da linha neutra
$Y[t]$	Sinal filtrado
$\delta_e$	Distância efetiva de amassamento

$\delta_i$	Amplitude de imperfeição do modelo numérico de tubo
$\Delta l_j$	Espaço percorrido entre o impacto de dois tubos
$\Delta t_1$	Tempo de desaceleração do primeiro tubo
$\Delta t_2$	Tempo de desaceleração do segundo tubo
$\Delta t_2$	Tempo de desaceleração do segundo tubo
$\Delta t$	Tempo de desaceleração de um tubo
$\Delta t_p$	Tempo de duração da força de pico
$\Delta t_{PAT}$	Tempo de duração do patamar de desaceleração
$\Delta V$	Redução de velocidade devido à força de pico
$\varepsilon$	Deformação
$\dot{\varepsilon}$	Taxa de deformação
$\varepsilon_N$	Deformação total de engenharia
$\varepsilon_{Ne}$	Deformação elástica de engenharia
$\varepsilon_V$	Deformação verdadeira
$\rho$	Massa específica
$\sigma_x$	Tensão máxima atuante durante o impacto em tubos
$\Theta$	Coordenada cirunferencial
$\sigma_0$	Tensão de escoamento estático do material
$\sigma_0^d$	Tensão de escoamento dinâmica do material
$\sigma_N$	Tensão de engenharia
$\sigma_V$	Tensão verdadeira

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CFC – Channel Frequency Class

CONTRAN – Conselho Nacional de Trânsito

DENATRAN – Departamento Nacional de Trânsito

ECE – Economic Comission for Europe

EEC – European Economic Community

FMVSS – Federal Motor Vehicle Safety Standard

GMSIE – Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas

HITS - Horizontal Impact Test Sleds

NCAP – New Car Assessment Programme

NHTSA – National Highway Traffic Saffety Administration

SID – Side Impact Dummy

USP – Universidade de São Paulo

VW - Volkswagen

## 1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA

A absorção de energia de impacto de forma controlada tem sido tema de diversas pesquisas nas últimas décadas. Este assunto desperta especial interesse na indústria de veículos de transportes, que visa constantemente uma maior segurança para os ocupantes. A Figura 1.1 ilustra a importância do estudo de impacto em estruturas com relação à absorção de energia. Neste caso é apresentada a deformação da longarina de um veículo de concepção moderna, buscando-se a máxima absorção de energia de impacto deformando-se progressivamente.

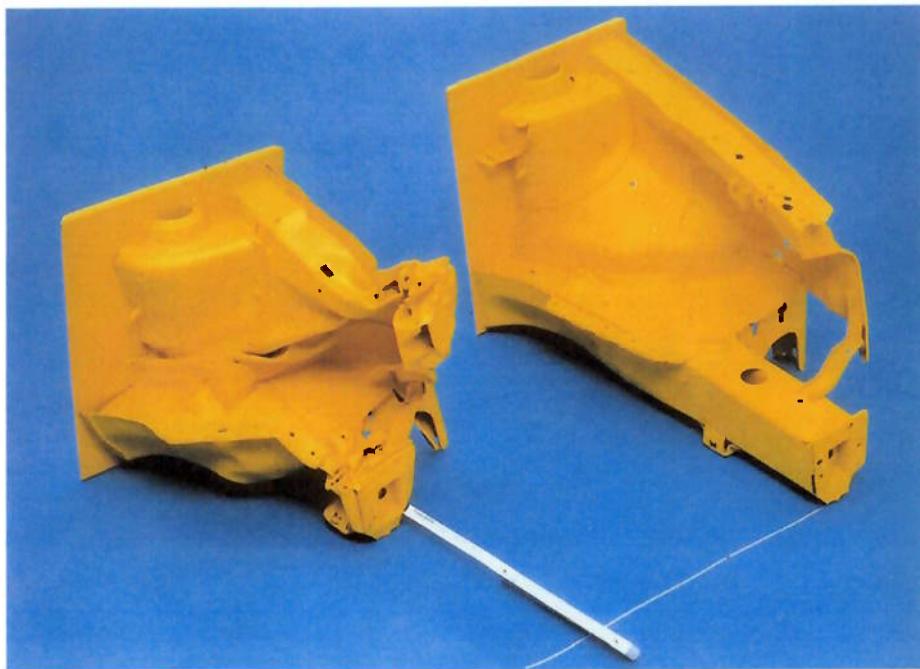


Figura 1.1 Deformação progressiva de uma longarina de concepção moderna [1]

Em veículos de passageiros, por exemplo, já é reconhecido o fato de que em uma eventual colisão, a estrutura que envolve os ocupantes (célula de sobrevivência ou *cockpit*) deve ser rígida para impedir intrusões e, ao mesmo tempo, não deve transmitir aos passageiros desacelerações acima dos níveis toleráveis ao corpo humano. Para que

isso aconteça, são desenvolvidos diversos sistemas de retenção e itens de *segurança passiva* com o objetivo de vincular o corpo do ocupante à estrutura do veículo. Com este vínculo é possível manter a desaceleração em níveis compatíveis aos limites biomecânicos, aproveitando a deformação da estrutura e do sistema de retenção para evitar, dentro de certos limites, o impacto do ocupante contra as superfícies internas do *cockpit*.

O cinto de segurança é o principal elemento dos sistemas de retenção, mas dependendo da severidade, a colisão pode resultar num deslocamento elevado da cabeça, que eventualmente pode atingir algum componente interno do veículo. Para reduzir esta possibilidade e aumentar a eficácia do cinto são desenvolvidos dispositivos pré-tensionadores e limitadores de força. Os pré-tensionadores eliminam as folgas e ao mesmo tempo posicionam o ocupante de forma adequada no assento para o impacto. Complementarmente, os limitadores de força limitam o esforço no tórax, cedendo gradativamente à solicitação quando se atinge o valor limite. Os *airbags* são sistemas suplementares que visam aumentar a capacidade de retenção dos cintos de segurança, e principalmente, limitar o deslocamento e o pico de desaceleração da cabeça e tórax do ocupante no caso de uma colisão. A ativação dos *airbags* não está somente ligada a criticidade do acidente, mas também a outros fatores como a posição do veículo no momento do impacto, ponto de colisão e intensidade de transferência da energia produzida no impacto para estrutura do veículo.

Os parâmetros de projeto desses itens são diversos, como carga aplicada, deformação e desaceleração que o componente deve suportar sem sofrer dano. Particularmente, as características do pulso de desaceleração atuante são de importância fundamental para o desenvolvimento de *airbags* e cintos de segurança. O perfil de desaceleração como parâmetro de projeto é fixado por normas de segurança veicular, sendo caracterizados como patamares de desaceleração de nível constante por um determinado período de tempo, ou perfil de desaceleração que simule um ensaio de impacto como, por exemplo: impacto frontal a 48 km/h, impacto frontal a 56 km/h, impacto frontal "offset" a 56 km/h; impacto a 30°, e etc.

As principais normas de segurança veicular são a americana Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS), a européia ECE (Economic Commission for Europe), regulamentada pela EEC (European Economic Community), e as nacionais ABNT e NBR, regulamentadas pelo CONTRAN. Estas normas estabelecem parâmetros e requisitos para a realização de testes de impactos. Para maiores informações sobre os requisitos dessas normas e sobre os ensaios dinâmicos realizados em segurança veicular vide Anexo A.

Atualmente, diversos equipamentos existentes no mercado são capazes de reproduzir tais pulsos de desaceleração, geralmente constituídos de trenós impulsionados por sistemas pneumáticos que aceleram no sentido inverso a montagem a ser testada (vide Anexo B). Porém, esses equipamentos são muito caros, e muitas vezes seu investimento é inviabilizado. Uma alternativa mais comum é simular desacelerações, obtendo pulsos semelhantes aos testes de impacto através da deformação em tubos absorvedores de energia, como descrito no próximo item.

### **1.1 Ensaios de Impacto em Trenó**

Na Volkswagen do Brasil, as curvas de desaceleração relativas a impactos frontais, traseiros e laterais são obtidas impactando um trenó Figura 1.2 em um conjunto de tubos de aço de seção circular e comprimentos diferenciados, fixados em uma placa através de pinos. A placa é apoiada por uma barreira rígida, imóvel e indeformável de duzentas toneladas.



Figura 1.2 Trenó para testes dinâmicos

Os tubos, dispostos na horizontal, são apoiados por tarugos parafusados em uma placa. A Figura 1.3 ilustra uma configuração de tubos antes e depois do impacto do trenó.



Figura 1.3 Tubos antes e após o impacto

Neste caso, a curva de desaceleração pretendida para o ensaio do componente a bordo do trenó deveria se situar dentro de limites, determinado por norma (ECE R-16), utilizada para desenvolvimento e homologação de cintos de segurança, estes limites configuram uma zona que na prática é denominada de *corredor*, ilustrado na Figura 1.4.

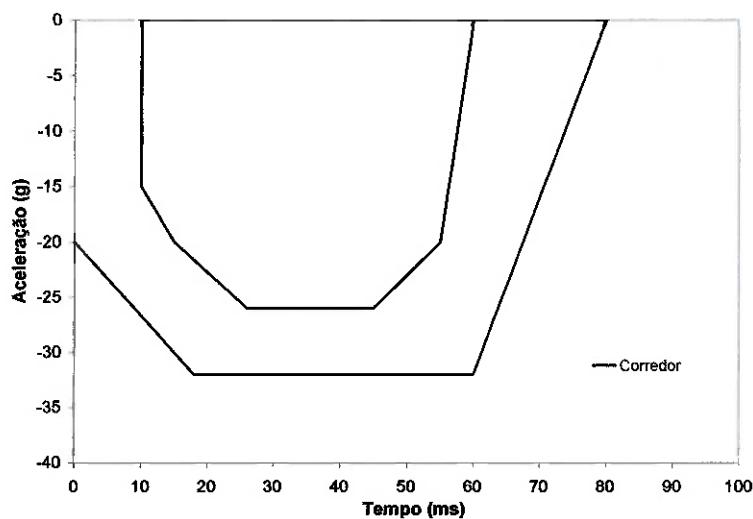


Figura 1.4 Corredor de desaceleração (ECE R-16)

A dificuldade ao empregar esse método é o desconhecimento do comportamento do tubo sob o impacto, isto é, não se tem controle sobre o resultado que um conjunto de tubos irá fornecer sob o impacto de uma determinada massa a uma determinada velocidade. Isso pode ser observado na Figura 1.5, onde a curva experimental de desaceleração do trenó não atendeu à especificação da norma, pois não permaneceu no interior do corredor especificado.

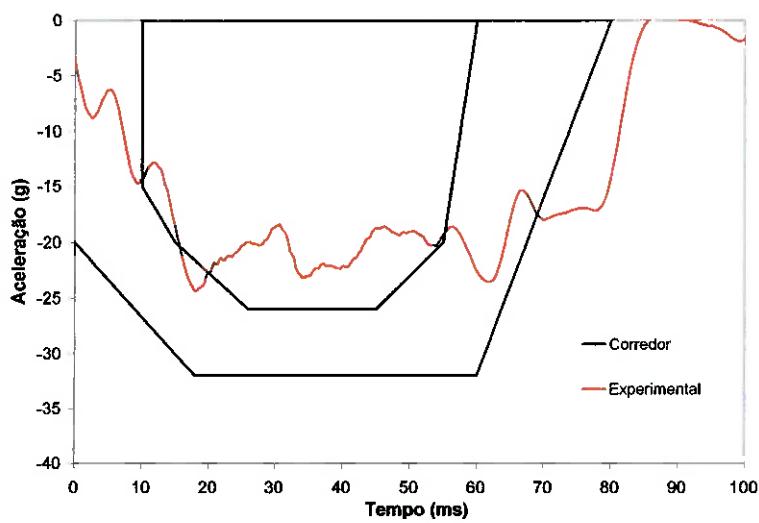


Figura 1.5 Curva de desaceleração do trenó

Para que o teste seja satisfatório, mais uma série de testes deve ser realizada, variando-se o comprimento e o número de tubos até que a curva de desaceleração do trenó esteja atendendo à especificação. Todo esse procedimento de ajuste empírico através da variação do comprimento e números de tubos pode ser demorado e oneroso. Considerando-se o custo de cada ensaio, o custo de mão-de-obra especializada e o tempo consumido que poderia ser destinado ao desenvolvimento dos componentes de segurança, pode-se concluir que qualquer melhoria neste processo pode contribuir bastante para acelerar o desenvolvimento e reduzir custos. Vale ressaltar ainda que todo esse esforço empírico se destina à determinação de apenas uma curva de desaceleração. Logicamente, na engenharia de segurança veicular inúmeros ensaios são necessários para o desenvolvimento e homologação de componentes, o que agrava ainda mais a situação.

## 1.2 Objetivos

A proposta do trabalho é de estudar o fenômeno de deformação dos tubos, de modo a tornar a resposta ao impacto previsível, e assim, desenvolver uma metodologia em forma de algoritmo capaz de determinar a configuração ideal de tubos (quantidade e comprimentos) para se obter a curva de desaceleração desejada, economizando tempo e recursos.

Para que esse objetivo seja atingido satisfatoriamente, o seu desenvolvimento será tripartite, isto é, baseado em um modelo analítico, em simulações numéricas e ensaios experimentais. Inicialmente será aplicado um modelo analítico de amassamento de tubos, depois esse modelo servirá de base para o desenvolvimento de modelos que descrevem a desaceleração de massas de impacto em um, dois e  $N$  tubos. As respostas obtidas dos três métodos serão analisadas, e as eventuais discrepâncias serão discutidas a fim de se ter um bom entendimento do fenômeno e suas respostas.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Flambagem Global, Progressiva e Dinâmica Plástica.

Tubos de paredes finas apresentam elevado valor de absorção de energia específica (energia por unidade de volume) e constituem o tipo mais comum de absorvedor de energia de impacto [2].

O mecanismo ideal de absorção de energia de impacto através de tubos consiste no seu sanfonamento progressivo e controlado. Este fenômeno, chamado de flambagem progressiva é ilustrado na Figura 2.1b, opõe-se à chamada flambagem dinâmica plástica (Figura 2.1a), caracterizada por deformações plásticas ocorrendo ao longo de todo o tubo.

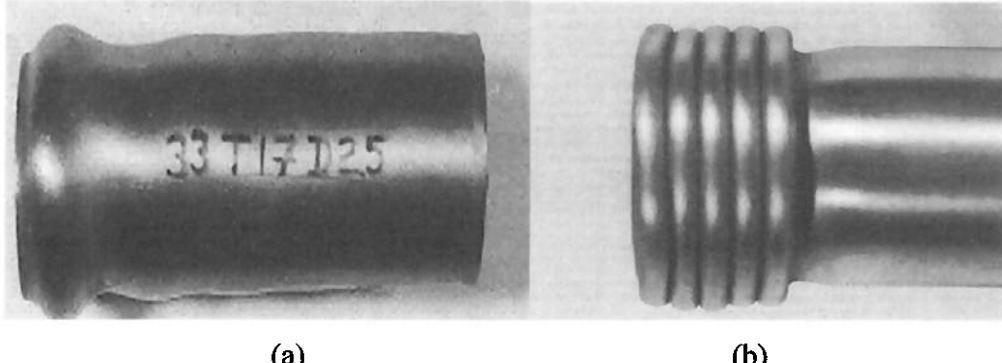


Figura 2.1. Cascas cilíndricas sujeitas a diferentes velocidades de impacto (a) Alta velocidade, flambagem dinâmica plástica (b) Baixa velocidade, flambagem progressiva [3]

Outra forma de colapso em tubos sujeitos a cargas axiais onde ocorre pouca absorção de energia é a flambagem global (Figura 2.2b), caracterizada pela formação de poucas rótulas plásticas localizadas que causam a desestabilização do tubo.

Os trabalhos pioneiros de Pugsley e Macaulay [4] e Alexander [5], da década de 60, prevêem a resistência estática de tubos circulares.

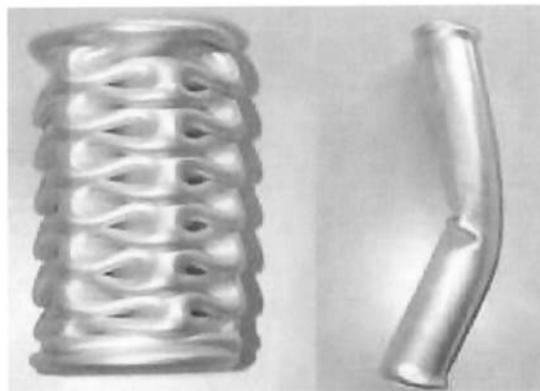


Figura 2.2 Flambagem progressiva (a) e global (b)

Alexander [5] assume que o modo de colapso ocorre na forma de *concertina* (ilustrada na Figura 2.1b) e examina o trabalho plástico realizado nas dobras e no estiramento do material nesta região, o modelo analítico proposto por Alexander [5] será detalhado mais adiante. Já Pugsley e Macaulay [4] consideram a ocorrência de dobras em forma de *diamante* (Figura 2.2a) e obtém uma fórmula baseada em considerações geométricas.

Nos vários métodos de análises referentes ao fenômeno da flambagem progressiva [3] as soluções são dependentes de parâmetros geométricos como comprimento, espessura e diâmetro do tubo, das condições iniciais e de contorno, e de seu material.

## 2.2 Transição Entre os Modos de Flambagem

Alves e Karagiozova [6 e 7] estudaram o comprimento crítico de flambagem, que determina a transição entre os modos de flambagem global e progressivo de tubos. A Figura 2.3 ilustra os resultados experimentais para diversos comprimentos de tubos com diâmetro externo de 50,80 mm e espessura de parede de 2 mm, submetidos ao impacto de uma massa de 120 kg a diferentes velocidades e extremidades simplesmente apoiadas.

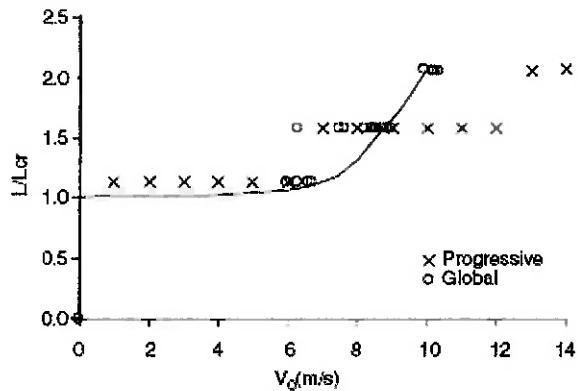


Figura 2.3 Influência da velocidade de impacto no comprimento crítico de flambagem para tubos de alumínio [6]

O estudo evidencia a forte influência da velocidade de impacto entre os dois modos de colapso, podendo elevar o comprimento crítico de flambagem em 100%. Quanto maior for a velocidade de impacto, maior será a estabilidade do tubo, e por consequência, a flambagem progressiva pode ocorrer para tubos mais longos. A Figura 2.4 mostra os modos progressivo e global de flambagem para tubos de comprimento 360 mm, 500 mm e 650 mm em suas correspondentes velocidades de transição.

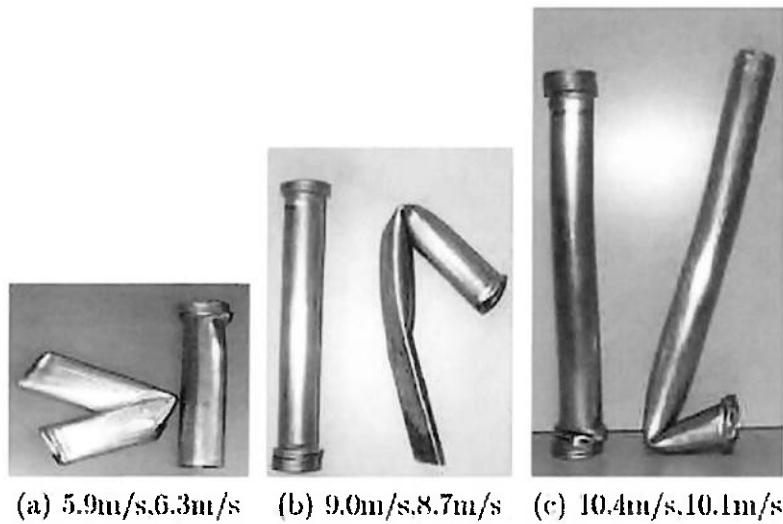


Figura 2.4 Modos de flambagem nas velocidades de transição [6]

As propriedades do material também foram estudadas, análises numéricas [6] de materiais com diferentes módulos de encruamento e tensões de escoamento mostram a influência dessas propriedades no comprimento crítico de flambagem. Em suma, quanto menor o módulo de encruamento do material menor a velocidade de transição. A tensão de escoamento também influi, dado um material com mesmo módulo de encruamento e diferentes tensões de escoamento, têm-se que quanto menor a tensão de escoamento menor será o comprimento crítico de flambagem, isto é, a velocidade de impacto requerida para ocorrer o colapso progressivo é ainda maior.

Alguns dos parâmetros que determinam a transição entre flambagem progressiva e dinâmica plástica são conhecidos experimentalmente para tubos circulares [8], bem como alguns aspectos relacionados com a flambagem plástica dinâmica [9 e 10]. O fenômeno de transição entre esses dois modos de flambagem também foi explorado em detalhes em trabalho do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE), relatado nas referências [11 e 12] e sumarizado na Figura 2.5, mapeando os modos de flambagem de um tubo de alumínio com a base engastada e a outra extremidade simplesmente apoiada.

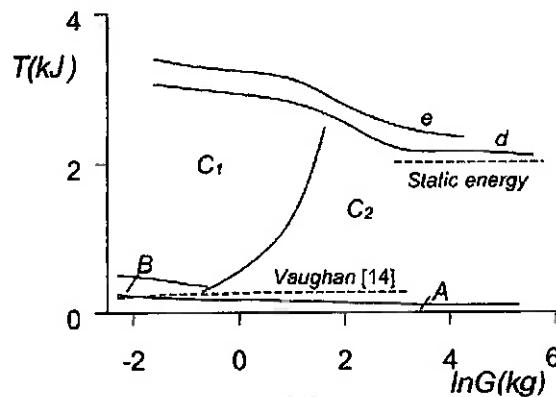


Figura 2.5 Influência da massa de impacto no modo de flambagem de um tubo de alumínio de 1" x 1,65 mm [12]

Na Figura 2.5,  $T$  corresponde à energia cinética e  $G$  à massa de impacto. As regiões  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $d$ ,  $e$  representam:

- $A$  - compressão axial uniforme;

- $B$  - flambagem plástica dinâmica;
- $C_1$  - início da flambagem plástica dinâmica seguida da flambagem progressiva;
- $C_2$  - flambagem progressiva;
- $d$  - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material insensível à taxa de deformação;
- $e$  - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material sensível à taxa de deformação.

Compressão axial uniforme ocorre em impactos de baixa energia cinética (região  $A$ ). Nessa região, toda a energia de impacto é absorvida através da compressão axial e expansão circunferencial do tubo, o montante de energia absorvido nesse modo tende a diminuir com o aumento da massa de impacto. Um aumento da energia de impacto resultará em flambagem da estrutura, porém, o tipo de flambagem irá depender da magnitude da velocidade e da massa de impacto. Altas velocidades resultam em flambagem dinâmica plástica, enquanto que velocidades mais baixas resultam em flambagem progressiva (região  $C_2$ ).

### 2.3 Efeitos de Inércia

O fenômeno da flambagem é sensível tanto à inércia do tubo quanto à inércia da massa de impacto. Segundo [12], tubos sujeitos a mesma energia de impacto, porém sob diferentes combinações de velocidade e massa alteram a configuração final deformada (Figura 2.6).

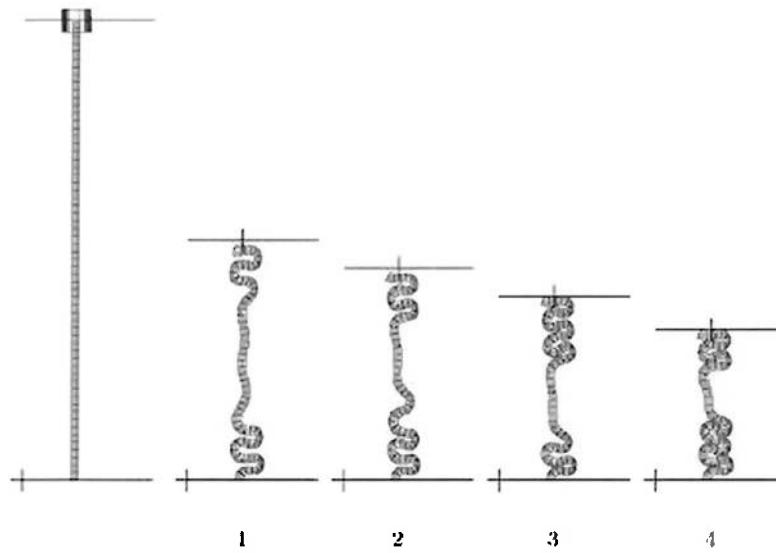


Figura 2.6 Dobras axissimétricas para diferentes combinações de massa e velocidade de impacto para um valor de energia constante, (1) alta velocidade e massa baixa, (4) massa alta e velocidade baixa [12]

O comprimento deformado reduz quanto se aumenta a velocidade de impacto para uma mesma energia cinética, indicando que mais energia é necessária para o amassamento total do tubo. Assim, para uma dada energia de impacto, a força média exercida pela estrutura, calculada dividindo-se a energia pela deformação, aumenta com a velocidade de impacto e decresce com a massa de impacto, conforme Figura 2.7.

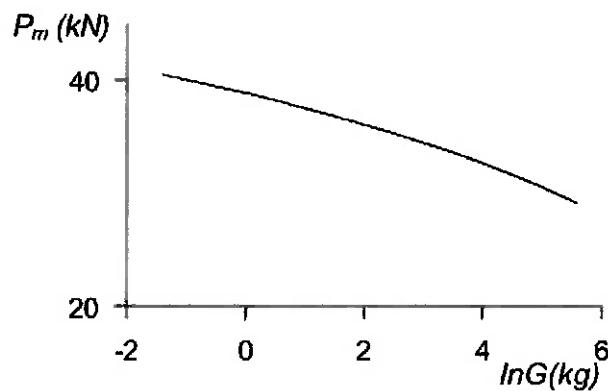


Figura 2.7 Variação da força média de amassamento pela massa de impacto [12]

Esse fenômeno é explicado pela influência da inércia radial do tubo, já que mais energia é absorvida pela fase de compressão do tubo quanto maior a velocidade. Assim, a diferença entre a energia inicial e a absorvida pela compressão, que é a responsável pela formação das dobras, reduz com o aumento da velocidade de impacto.

### 3. MODELO ANALÍTICO

#### 3.1 Modelo Analítico de Flambagem Progressiva

A análise de estruturas operando em regime de impacto pode ser extremamente complexa, pois inclui efeitos não lineares como grandes deformações, plasticidade e contato. Como ilustração, a Figura 3.1, extraída de Guillow e Grzebieta [13], mostra o comportamento experimental força versus deslocamento de um tubo circular ao ser comprimido sob carga estática.

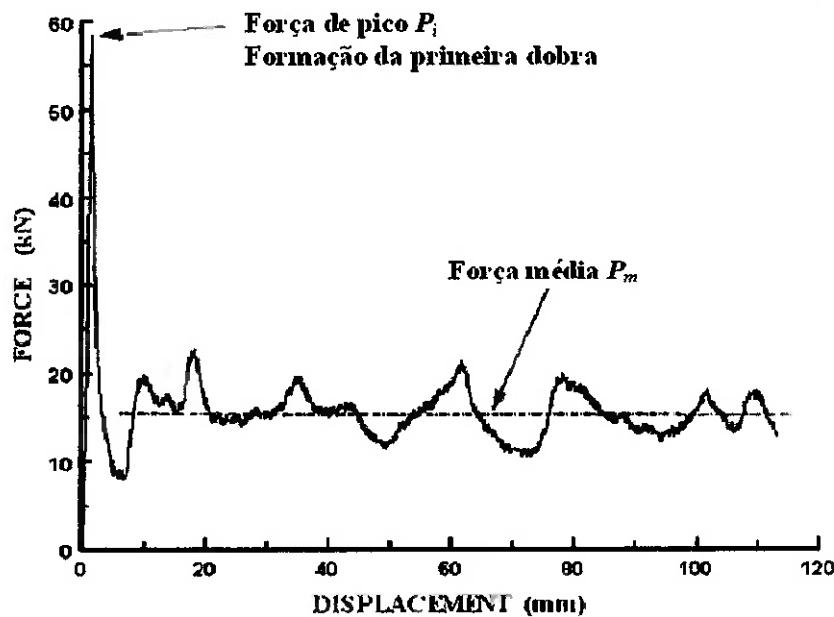


Figura 3.1 Gráfico experimental Força x Deslocamento,  $P_m$  é a carga média [13]

O modelo analítico descrito a seguir foi extraído de Alexander [5] e servirá para posterior comparação com o modelo mais recente de Abramowicz e Jones [14].

Inicialmente, considera-se o material perfeitamente plástico, isto é, a tensão de escoamento ( $\sigma_0$ ) é constante e não varia com o acréscimo de deformação plástica. Além disso, uma vez que a energia de impacto é muito maior que a energia elástica máxima

que a estrutura pode absorver, pode-se desprezar os efeitos elásticos. Fala-se então de um material rígido, perfeitamente plástico, cujo diagrama tensão-deformação é representado na Figura 3.2.

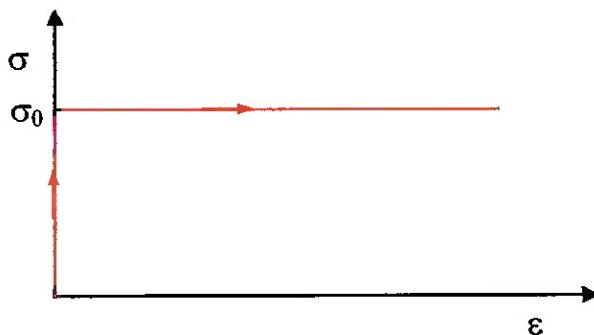


Figura 3.2 Gráfico tensão x deformação para material rígido perfeitamente plástico

O impacto axial de tubos circulares a baixas velocidades (até dezenas de metros por segundo) pode ser considerado como sendo quase-estáticos, e a influência das forças de inércia podem ser ignoradas. Essa simplificação é razoável quando a massa de impacto  $G$  for muito superior à massa do tubo ( $m$ ). A força de inércia da massa de impacto é  $G\ddot{u}$ , e a do tubo é da ordem de  $m\ddot{u}$ , onde  $\ddot{u}$  é a desaceleração axial durante o impacto. Quando  $m \ll G$ ,  $m\ddot{u}$  pode ser desprezado.

Considere agora uma viga sujeita a um momento fletor,  $M$ . A Figura 3.3 indica o estado de tensões ao longo da secção transversal da viga. Observe que a máxima tensão permitida não pode exceder  $\sigma_0$ , pois trata-se aqui de um material perfeitamente plástico.

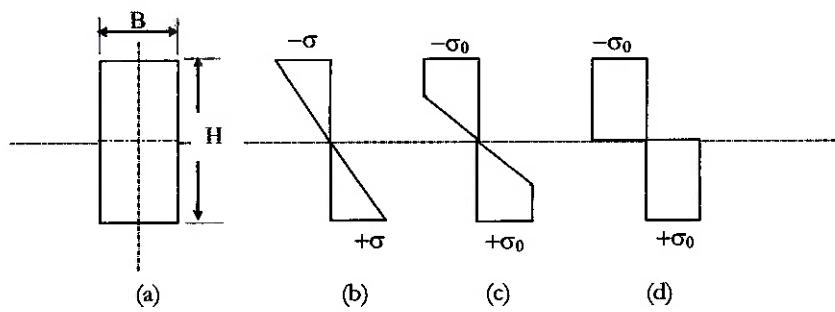


Figura 3.3 Evolução da tensão na seção transversal de uma viga

A tensão  $\sigma$  de tração e compressão atuante na seção é função do momento aplicado, distância da linha neutra  $y$  e momento de inércia da seção  $I$ . Dado pela expressão:

$$\sigma = \pm \frac{My}{I} \quad (1)$$

O primeiro ponto a sofrer escoamento é o mais distante da linha neutra, quando  $y$  valer  $H/2$ . O momento associado a uma tensão  $\sigma_o$  da Figura 3.3, para uma viga com seção transversal retangular de dimensões  $B$  e  $H$  é dado por

$$M = \frac{2I\sigma_o}{H} = \frac{\sigma_o BH^2}{6}. \quad (2)$$

Quando toda a seção transversal estiver plastificada, parte (d), o momento, chamado *momento de colapso de uma viga retangular*, é dado por

$$M_0 = (F_t + F_c) \frac{H}{4}, \quad (3)$$

onde  $F_t$  e  $F_c$  são as forças de tração e compressão atuantes nas seções carregadas, ambas valem:

$$F_t = F_c = \sigma_0 \cdot A = \sigma_0 B \frac{H}{2} \quad (4)$$

Substituindo, o momento de colapso fica:

$$M_0 = 2\sigma_0 B \frac{H}{2} \frac{H}{4} = \frac{\sigma_0 BH^2}{4} \quad (5)$$

Considere agora um tubo de secção transversal circular, de raio  $R$ , espessura  $H$  e comprimento  $L$  conforme indicado na Figura 3.4: O tubo é feito de um material perfeitamente plástico com tensão de escoamento  $\sigma_0$  e sujeito a uma força axial  $P$ .

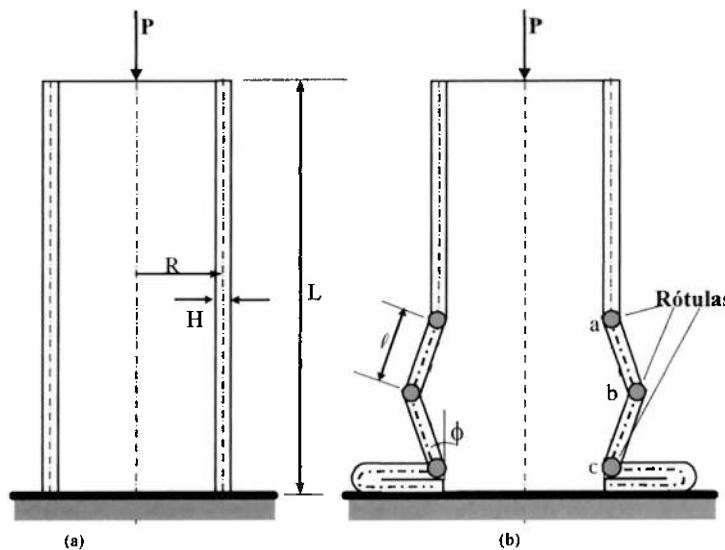


Figura 3.4 (a) Geometria do tubo cilíndrico (b). Princípio da formação de rótulas plásticas

Para esse tipo de configuração de carregamento, ocorrerá uma instabilidade do tubo à medida que a carga  $P$  aumenta. Desprezando-se efeitos elásticos, é razoável supor um modo de colapso conforme indicado na Figura 3.4b, que sugere igualar o trabalho externo,  $P_m \times 2\ell$ , com a energia dissipada internamente.

A energia interna dissipada para a formação das rótulas plásticas  $a$  e  $c$  vale

$$dD_1 = 2M_0 d\phi \cdot R d\theta, \quad (6)$$

onde  $\Theta$  é o ângulo circunferencial que vai de  $0^\circ$  a  $360^\circ$ ,  $D_1$  fica

$$D_1 = 2 \int_0^{2\pi} \int_0^{\Theta} M_0 R d\varphi d\theta \quad (7)$$

$$D_1 = 4\pi R M_0 \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

Onde,

$$M_0 = \frac{2\sigma_o}{\sqrt{3}} \frac{H^2}{4} \quad (9)$$

é o momento de colapso por unidade de comprimento circunferencial quando o critério de Von Mises é usado. Temos ainda que considerar a energia interna dissipada pela rótula plástica  $b$  que pode ser escrita como

$$dD_2 = 2M_0 d\phi (R + \ell \operatorname{sen}\phi) d\theta \quad (10)$$

ou

$$D_2 = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} 2(R + \ell \operatorname{sen}\phi) M_0 d\phi d\theta = 4\pi M_0 \left( R \frac{\pi}{2} + \ell \right) \quad (11)$$

Por fim, as porções  $ab$  e  $bc$  são alongadas circumferencialmente, consumindo parte da energia externa aplicada. Para o cálculo desta energia temos de multiplicar a carga pelo deslocamento:

$$dD_3 = \sigma_o A d\bar{\varepsilon}_\Theta 2\pi R \quad (12)$$

Onde  $A$  é a área da seção e  $d\bar{\varepsilon}_\Theta$  é um incremento de deformação médio dado por

$$d\bar{\varepsilon}_\Theta = \frac{d\varepsilon_\Theta}{2}, \quad (13)$$

e a deformação  $d\varepsilon_\Theta$  ao longo de  $ab$  e  $bc$  é dado por:

$$d\varepsilon_\Theta = \frac{\ell}{R} [\sin(\phi + d\phi) - \sin(\phi)], \quad (14)$$

do que resulta,

$$d\varepsilon_\Theta = \frac{\ell}{R} \cos \phi d\phi \quad (15)$$

$$d\bar{\varepsilon}_\Theta = \frac{\ell \cos \phi d\phi}{2R} \quad (16)$$

Substituindo  $d\bar{\varepsilon}_\Theta$  e  $A$  na eq.(12), temos:

$$dD_3 = \sigma_o (\ell H + \ell H) \frac{\ell \cos \phi d\phi}{2R} 2\pi R \quad (17)$$

$$dD_3 = 2\sigma_o \ell^2 H \pi \cos \phi d\phi \quad (18)$$

$$D_3 = \int_0^{\pi/2} 2\sigma_o \ell^2 H \pi \cos \phi d\phi = 2\sigma_o \ell^2 H \pi \quad (19)$$

Assim, a energia total consumida durante o processo de deformação plástica é a soma de  $D_1$ ,  $D_2$  e  $D_3$ , definidos nas equações (8), (11) e (19) respectivamente.

$$D_T = 2\sigma_o H^2 (\pi R + \ell) / \sqrt{3} + 2\pi \sigma_o \ell^2 H \quad (20)$$

Igualando-se o trabalho externo à energia definida na equação (20), pode-se obter uma expressão para a força média:

$$P_{m,teor} = \sigma_0 \pi H \left[ H(\pi R / \ell + 1) / \sqrt{3} + \ell \right] \quad (21)$$

Derivando-se  $P_m$  em relação a  $\ell$ , igualando-se a expressão obtida a zero, obtém-se:

$$\ell = \sqrt{\frac{\pi R H}{\sqrt{3}}}, \quad (22)$$

que resulta, finalmente, em:

$$\frac{P_{m,teor}}{M_0} = 29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} + 2\pi \quad (23)$$

Substituindo a eq.(9) na eq.(23), temos a seguinte expressão para  $P_m$ :

$$P_{m,teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \sigma_0 H^2 \left( 29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} + 2\pi \right) \quad (24)$$

De modo análogo, o desenvolvimento das equações para um modelo em que as dobras se formam pro lado interno temos que a expressão da força média vale

$$P_{m,teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \sigma_0 H^2 \left( 29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} - 2\pi \right). \quad (25)$$

A aproximação mais correta para expressar a força média de amassamento do tubo para casos em que a formação de dobras do tipo diamante e concertina é mista é dada pela média das eq.(24) e eq.(25).

$$P_{m,teor} = 8,46\sigma_0 \sqrt{R.H^3} \quad (26)$$

As eq.(24) e eq.(26) resumem o modelo analítico de Alexander [5] para amassamento de tubos a baixas velocidades. Este modelo assume que apenas uma dobra é formada de cada vez, que a absorção de energia pela estrutura é concentrada nas rótulas plásticas e no estiramento das dobras e que todo o comprimento do tubo está disponível para o amassamento. Em 1986, Abramowicz e Jones [14] realizaram uma série de ensaios de compressão de tubos e desenvolveram um modelo analítico introduzindo o importante conceito de distância efetiva de amassamento  $\delta_e$  (Figura 3.5).

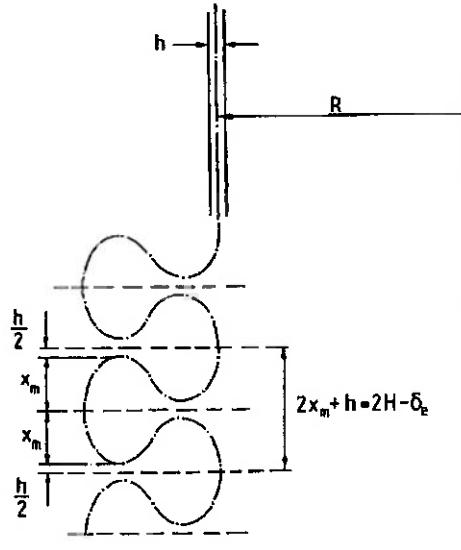


Figura 3.5 Modelo utilizado por Abramowicz e Jones [14]

Para dobras axi-simétricas a equação desenvolvida por Abramowicz e Jones [14] para força média vale:

$$P_{m,teor} = M_0 \left( \frac{35,68\sqrt{R/H} + 15,09}{0,86 - 0,4016\sqrt{H/R}} \right) \quad (27)$$

Onde  $M_0$  vale

$$M_0 = \sigma_0 \frac{H^2}{4}. \quad (28)$$

É interessante observar que a máxima tensão que ocorre durante o evento de impacto de tubos circulares vale, segundo Karagiozova [12]

$$\sigma_x = (2/\sqrt{3})(\sigma_0 + V_0 \sqrt{\rho E_h}), \quad (29)$$

$E_h$  corresponde ao módulo de encruamento do material, e a partir da máxima tensão pode-se calcular a força de pico  $P_{i,teor}$ .

$$P_{i,teor} = 2\pi R H \sigma_x \quad (30)$$

### 3.2 Sensibilidade à Taxa de Deformação

O modelo teórico apresentado no item anterior foi desenvolvido para a flambagem progressiva axisimétrica de um tubo sob carregamento axial estático. No entanto, este modelo pode ser aplicado a casos de impacto a baixas velocidades se a massa de impacto for substancialmente maior que a massa do tubo, conforme descrito anteriormente. Embora os efeitos de inércia possam ser desprezados, a influência da sensibilidade à taxa de deformação do material pode ser significativa. Isso significa que um tubo de material sensível à taxa de deformação sob carga de impacto acaba por ser mais rígido do que quando carregado estaticamente.

A sensibilidade à taxa de deformação de alguns metais como o aço e o nióbio (Figura 3.6) podem ser ilustrados pela curva tensão-deformação abaixo:

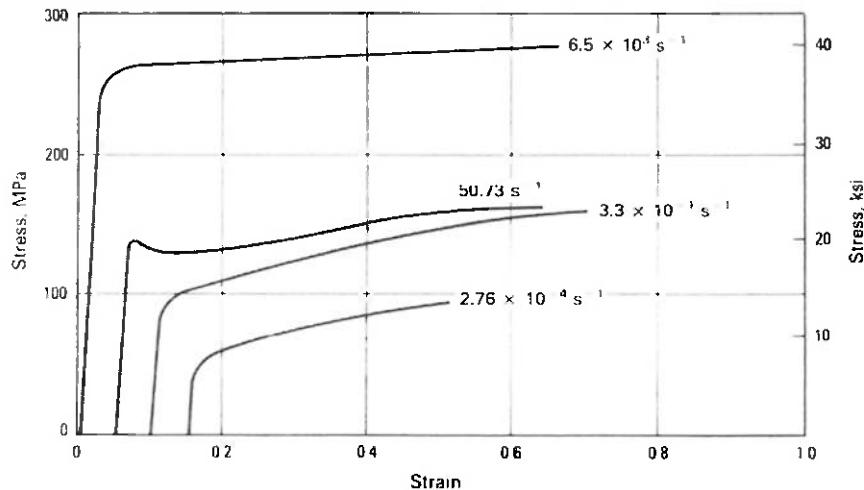


Figura 3.6 Curva tensão-deformação de cristais de nióbio sob diversas taxas de deformação [15]

A variação da tensão de escoamento em função da taxa de deformação para aços baixo carbono em temperatura ambiente é ilustrado na Figura 3.7.

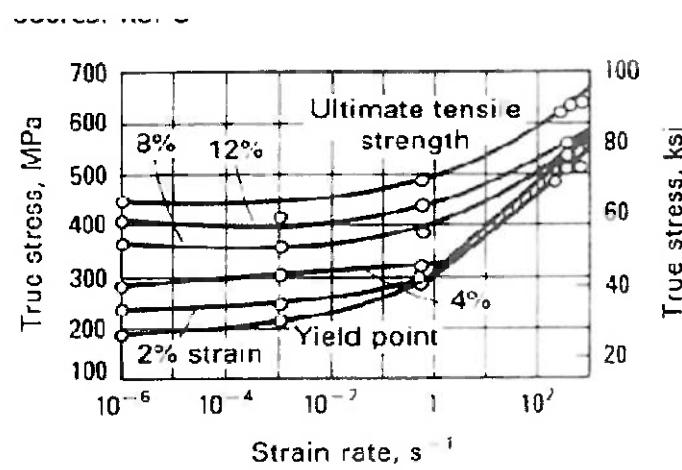


Figura 3.7 Tensão de escoamento x taxa de deformação para aço baixo carbono [15]

Por esse motivo, neste trabalho será ensaiado além do aço, o alumínio, material que, a temperatura ambiente, pode-se considerar que seja insensível à taxa de deformação. A curva tensão-deformação do alumínio para diversas taxas de deformação ilustrada na Figura 3.8 reforça a hipótese da insensibilidade.

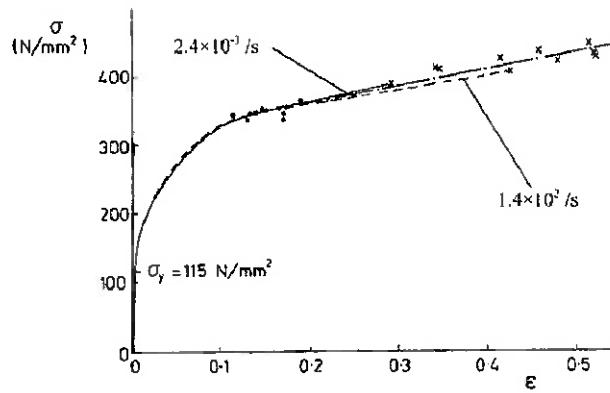


Figura 3.8 Curva tensão-deformação de uma liga de alumínio para diversas taxas de deformação [16]

A maneira como a taxa de deformação influencia a tensão de escoamento pode ser antecipada através do modelo de Cowper-Symonds válido para metais:

$$\sigma_0^d = \sigma_0 \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \quad (31)$$

Onde  $D$  e  $p$  são constantes do material,  $\dot{\varepsilon}$  é a taxa de deformação e  $\sigma_0^d$  e  $\sigma_0$  são a tensão de escoamento dinâmica e a tensão de escoamento estática, respectivamente. Assim, o material apresenta uma tensão de escoamento dinâmica que aumenta com a taxa de deformação, que por sua vez está diretamente relacionada com a velocidade de impacto e, portanto, varia continuamente durante o evento de impacto. Uma estimativa da taxa de deformação média é sugerida por Jones [3], e vale:

$$\varepsilon = \frac{V_0}{4R} \quad (32)$$

### 3.3 Estudo de Caso

A partir das equações desenvolvidas no item 3.1, foi feito um estudo comparativo entre resultados teóricos e experimentais de força média e força de pico encontrados na literatura [13, 14 e 17]. Os resultados experimentais considerados são a baixas velocidades e formação de dobras do tipo concertina em tubos de aço e alumínio de diversos diâmetros. A Tabela 3.1 resume os resultados.

Tabela 3.1 Resultados teóricos para tubos de alumínio e aço (forças em kN)

Mat.	$\sigma_0$	R	H	$P_{m,teor}$	$P_{m,teor}$	$P_{m,exp}$	$P_{i,teor}$	$P_{i,exp}$	$(P_i/P_m)_{teor}$	$(P_i/P_m)_{exp}$	Ref.
	(MPa)	(mm)	(mm)	eq.(26)	eq.(27)		eq. (30)	-	-	-	
Al	198	48,95	1,90	32,0	44,9	43,0	133,6	109,0	3,0	2,5	13
Al	201	14,50	2,95	36,0	60,7	63,1	62,4	70,8	1,0	1,1	13
Al	178	24,20	1,35	12,2	17,6	17,5	42,2	37,9	2,4	2,2	13
Al	179	28,95	1,92	22,9	33,5	36,9	72,2	66,5	2,2	1,8	13
Aço	314	14,36	1,21	14,2	21,3	25,3	39,5	-	1,9	-	14
Aço	336	27,85	1,54	30,1	43,4	44,5	104,6	-	2,4	-	14
Aço	346	37,52	1,16	23,2	32,1	30,1	109,1	-	3,4	-	14
Al	175	25,40	1,74	18,1	26,6	27,1	56,1	43,0	2,1	1,6	17
Al	100	25,40	1,74	10,3	15,2	15,2	32,1	23,0	2,1	1,5	17
Al	175	25,40	1,74	18,1	26,6	27,1	56,1	43,0	2,1	1,6	17

Conforme exposto pela Tabela 3.1, os resultados calculados através da eq.(27) são mais próximos dos resultados experimentais, assim, cálculos posteriores serão baseados nesta equação.

Agora um estudo sobre as influências dos parâmetros geométricos e de material dos tubos sobre a força média de amassamento ( $P_{m,teor}$ ) e a força de pico ( $P_{i,teor}$ ) é realizada. Fixando-se o material e espessura de parede e variando apenas o diâmetro ( $D_e$ ), tem-se que a força média aumenta com diâmetro, já que a inércia da seção do tubo

também aumenta (Figura 3.9). De forma análoga, o aumento da espessura de parede e tensão de escoamento também elevam a força de amassamento.

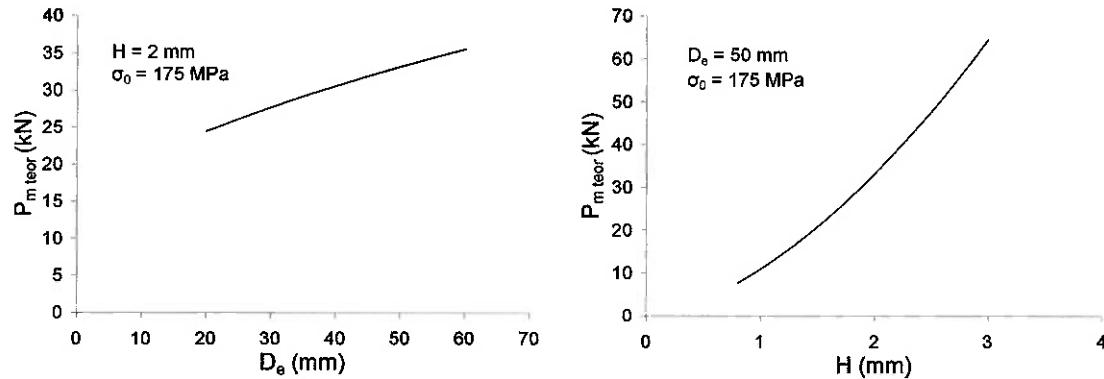


Figura 3.9 Variação da força média com o diâmetro e a espessura de parede

Infelizmente não foram encontrados na literatura estudos que comprovem por meio de ensaios experimentais ou simulações numéricas o comportamento previsto pela Figura 3.9. Porém, Guillow e Grzebieta [13] levantaram curvas experimentais de  $P_{m,\text{exp}}/M_0$  em função de  $(2.R)/H$ , conforme figura.

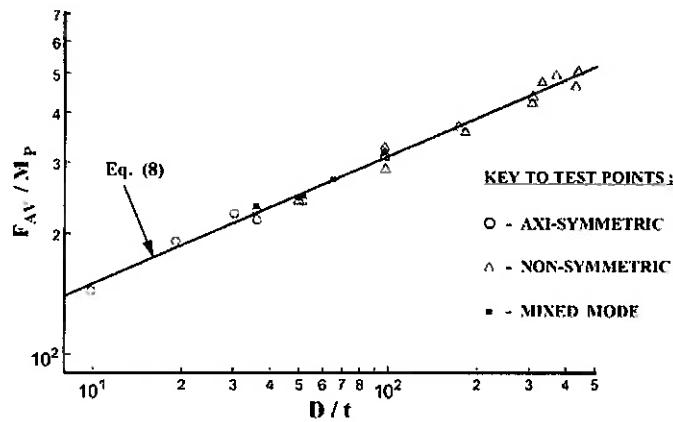


Figura 3.10 Curva experimental de  $P_{m,\text{exp}}/M_0$  em função de  $(2.R)/H$  [13]

Considerando agora a taxa de deformação, temos que tanto a força média de amassamento quanto a força de pico variam com a velocidade de impacto. Para alumínio e aço essa variação é ilustrada pelas Figura 3.11 e Figura 3.12 respectivamente.

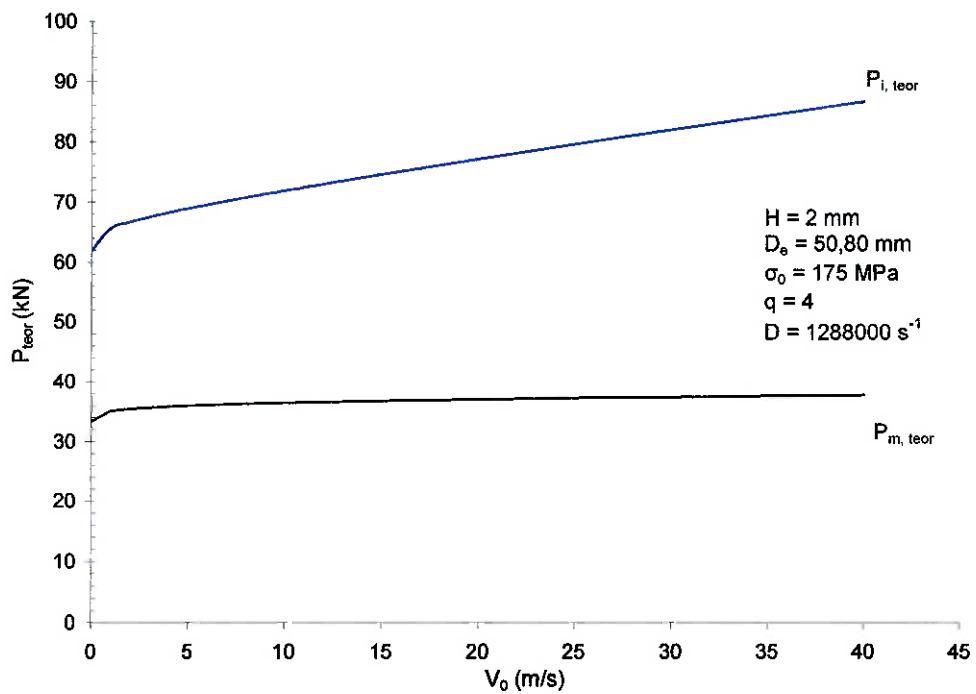


Figura 3.11 Variação da força média e força de pico com a velocidade para o alumínio

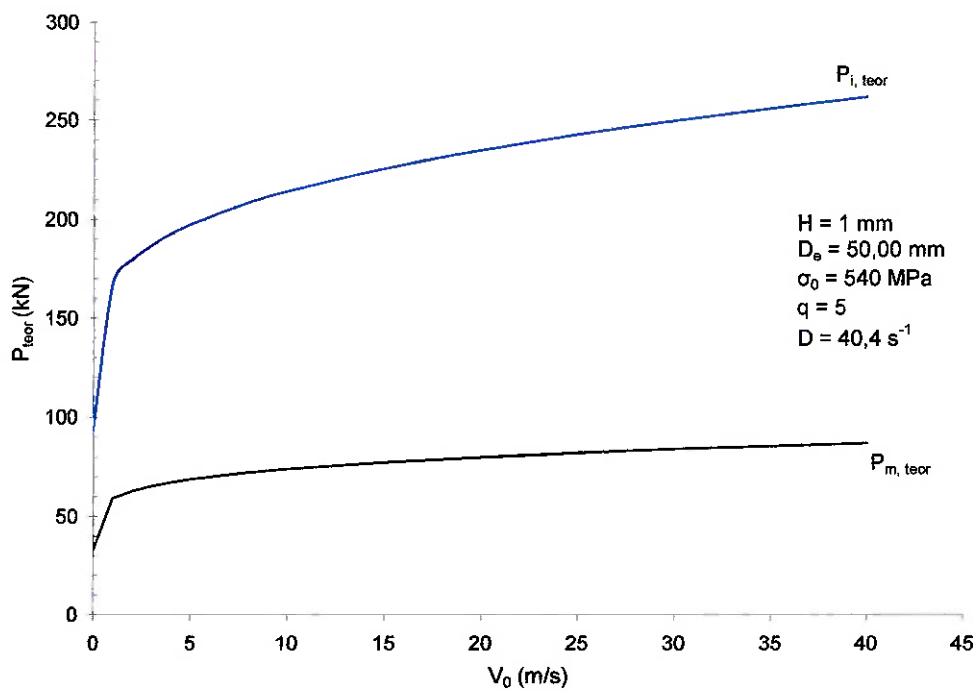


Figura 3.12 Variação da força média e força de pico com a velocidade para o aço

É importante observar que a influência da taxa de deformação é significativa apenas ao se comparar situações quase estáticas e situações onde a velocidade de impacto é maior que zero. Para o aço, essa variação pode atingir 30 % conforme Figura 3.12, no alumínio a variação é pouco significativa em qualquer situação, confirmando que a hipótese de insensibilidade é razoável.

Já em situações onde a velocidade de impacto seguramente é diferente de zero, a variação da força média de amassamento é muito pouco significativa. Isso é caracterizado pelo aspecto achatado das curvas de força média em função da velocidade.

## 4. PROPOSTA DE MODELO PARA CURVA DE DESACELERAÇÃO

### 4.1 Modelo de Impacto em Um Tubo

As curvas teóricas de desaceleração de uma massa ( $G$ ) no impacto em um tubo foram traçadas considerando um modelo simples da Segunda Lei de Newton, onde a aceleração ( $g$ ) é dada pela divisão da resultante das forças externas ( $\Sigma F_R$ ) pela massa.

$$g = \frac{\sum F_R}{G} \quad (33)$$

Considera-se que o modo de flambagem do tubo durante o evento seja o progressivo. A força externa aplicada ao corpo no início do impacto é a força de pico inicial ( $P_{i,teor}$ ) dada pela eq.(30). Após a formação da primeira dobra a força vale  $P_{m,teor}$  dada pela eq.(27), ou seja, constante durante a flambagem do tubo. Assim a curva de desaceleração resultante também terá um pico ( $g_i$ ) e um patamar constante ( $g_m$ ), conforme ilustrado pela Figura 4.1.

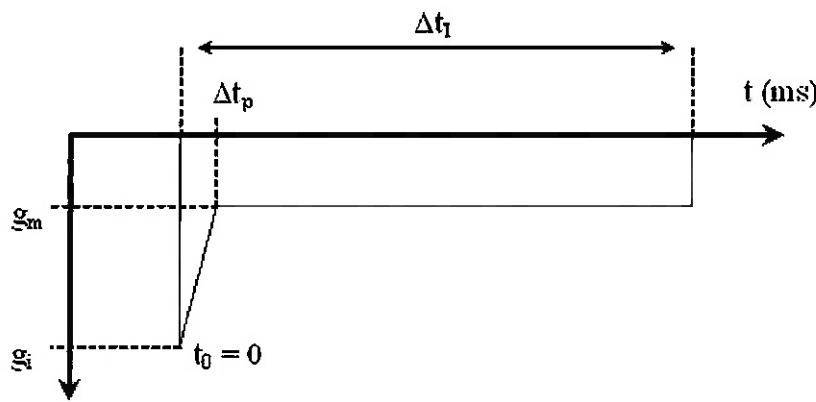


Figura 4.1 Modelo teórico para a curva de desaceleração

O intervalo de tempo  $\Delta t_p$  pode ser aproximado pelo tempo necessário para a formação da primeira dobra em velocidade constante, dividindo-se o deslocamento ( $2l$ ) pela velocidade ( $V_0$ ).

$$\Delta t_p = \frac{2l}{V_0} \quad (34)$$

Com o comprimento da dobra ( $l$ ) dado pela eq.(22),  $\Delta t_p$  fica:

$$\Delta t_p = \frac{2}{V_0} \sqrt{\frac{\pi RH}{\sqrt{3}}} \quad (35)$$

O intervalo de tempo  $\Delta t_I$  do início do impacto até a parada completa da massa de impacto pode ser calculada através da integração da curva de desaceleração, que em módulo vale  $V_0$ .

$$V_0 = \int_0^{\Delta t_2} g dt \quad (36)$$

$$V_0 = \left[ \frac{|g_i - g_m| \Delta t_p}{2} + |g_m| \Delta t_I \right] \quad (37)$$

Isolando  $\Delta t_I$  tem-se:

$$\Delta t_I = \left[ |V_0| - \frac{|g_i - g_m| \Delta t_p}{2} \right] \frac{1}{|g_m|} \quad (38)$$

A partir dessas expressões, curvas de desaceleração teóricas foram traçadas (Figura 4.2 - Figura 4.9) para o impacto de massas de 400 kg e 200 kg a 4 m/s e 8 m/s em tubos de alumínio e aço. A taxa de deformação foi considerada nestes cálculos.

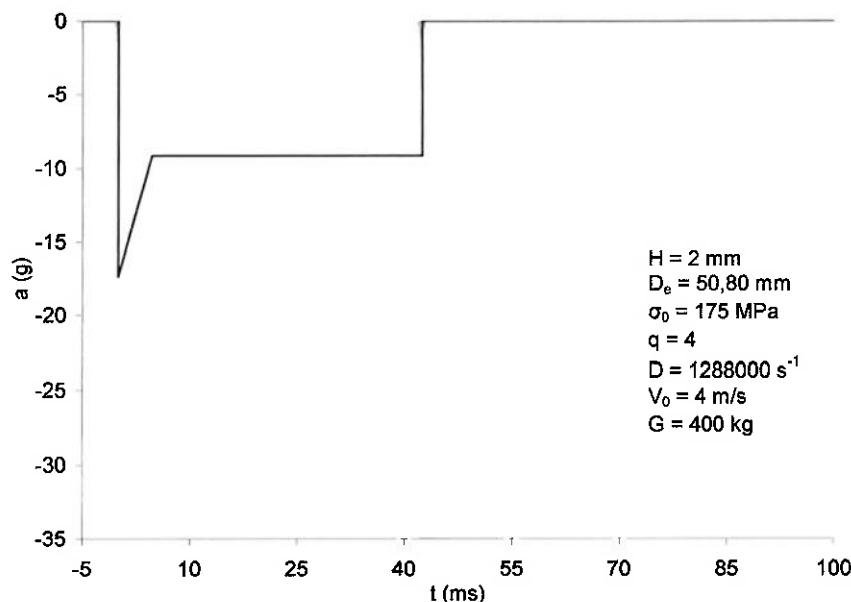


Figura 4.2 Impacto em um tubo de alumínio  $G = 400 \text{ kg}$  e  $V_0 = 4 \text{ m/s}$

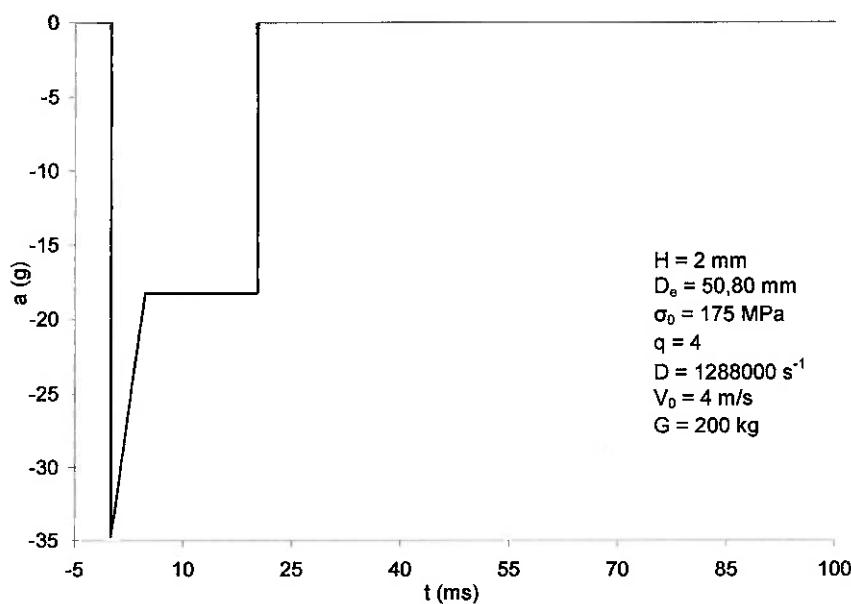


Figura 4.3 Impacto em um tubo de alumínio  $G = 200 \text{ kg}$  e  $V_0 = 4 \text{ m/s}$

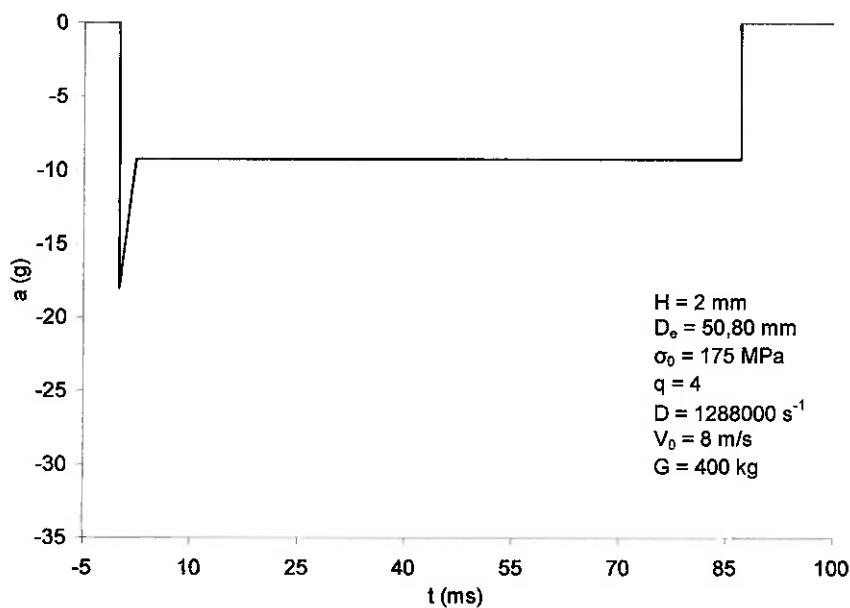


Figura 4.4 Impacto em um tubo de alumínio  $G = 400 \text{ kg}$  e  $V_0 = 8 \text{ m/s}$

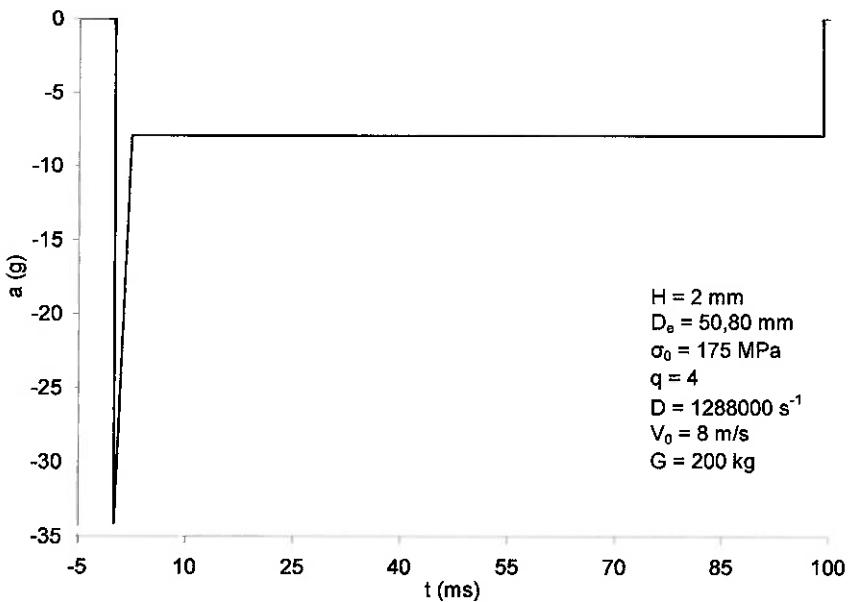


Figura 4.5 Impacto em um tubo de alumínio  $G = 200 \text{ kg}$  e  $V_0 = 8 \text{ m/s}$

Conforme a eq.(33), reduzindo a massa de impacto para de 400 kg 200 kg é esperado que dobre os níveis de desaceleração. Conseqüentemente, para uma mesma velocidade inicial (4 m/s), ocorre redução no tempo de parada da massa, passando de

42,5 ms para 20,2 ms. De fato, este comportamento é verificado nas Figura 4.2 e Figura 4.3, e para uma velocidade de 8 m/s nas Figura 4.4 e Figura 4.5.

Comparando-se os gráficos das Figura 4.2 e Figura 4.4, pode-se verificar que aumentando a velocidade de impacto de 4 m/s para 8 m/s resulta no aumento do tempo de desaceleração, passando de 42,5 ms para 87,1 ms. Considerando os mesmos exemplos, o aumento dos níveis de desaceleração devido à taxa de deformação são desprezíveis, indo de 9,1 g para 9,2 g. Para uma massa de 200 kg (Figura 4.3 e Figura 4.5), o aumento da velocidade de impacto de 4 m/s para 8 m/s eleva o tempo de desaceleração, indo de 20,2 ms para 99,1 ms.

O mesmo procedimento foi adotado para traçar as curvas de desaceleração para o aço, material mais sensível à taxa de deformação.

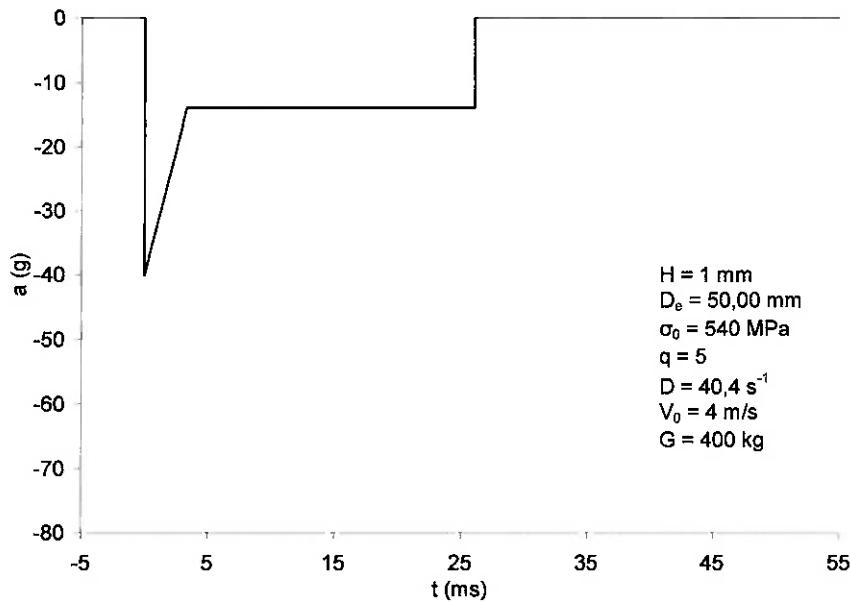


Figura 4.6 Impacto em um tubo de aço  $G = 400 \text{ kg}$  e  $V_0 = 4 \text{ m/s}$

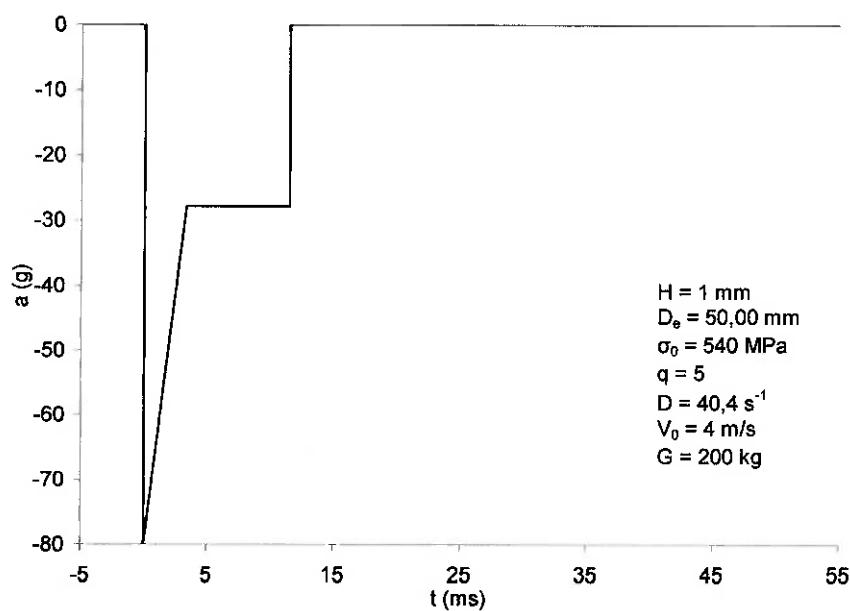


Figura 4.7 Impacto em um tubo de aço  $G = 200 \text{ kg}$  e  $V_0 = 4 \text{ m/s}$

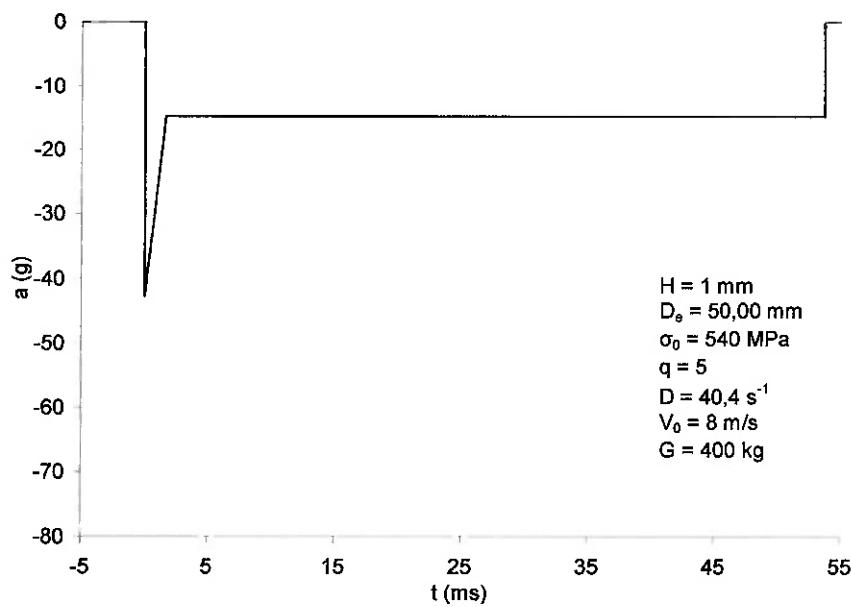


Figura 4.8 Impacto em um tubo de aço  $G = 400 \text{ kg}$  e  $V_0 = 8 \text{ m/s}$

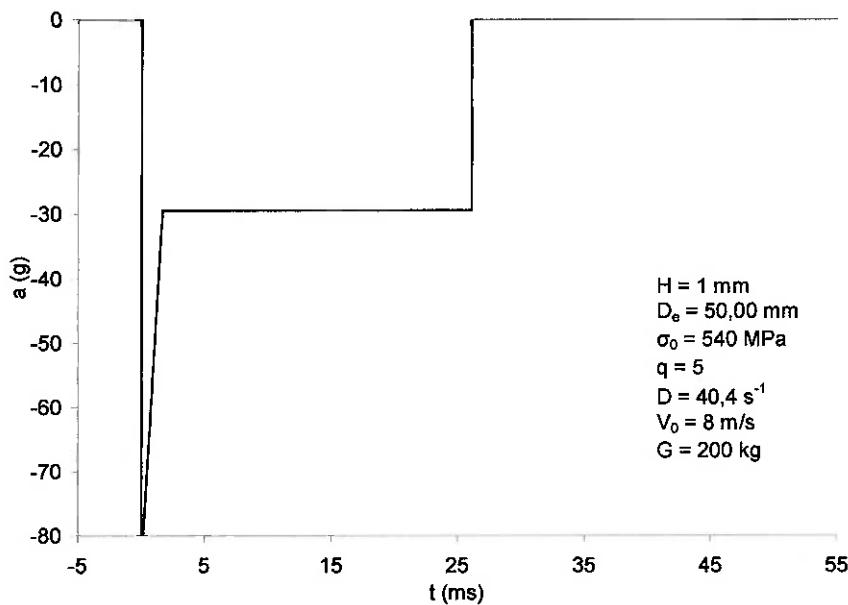


Figura 4.9 Impacto em um tubo de aço  $G = 200 \text{ kg}$  e  $V_0 = 8 \text{ m/s}$

As observações sobre o comportamento teórico do aço são as mesmas para o alumínio, isto é, mesmo possuindo uma sensibilidade à taxa de deformação muito maior que o alumínio, as variações de desaceleração dos casos de 4 m/s para os de 8 m/s são muito pequenas frente às variações de desaceleração causadas pela variação da massa de impacto, permitindo que sensibilidade à taxa de deformação seja desprezada durante o impacto para os próximos modelos.

#### 4.2 Modelo de Impacto em Dois Tubos

O modelo de impacto em dois tubos também é baseado na eq.(33). Porém, para simplificar os cálculos a força de pico ( $P_{i,teor}$ ) será desconsiderada. Essa hipótese é razoável para impactos onde a velocidade inicial ( $V_0$ ) é superior a 4 m/s, dado que o efeito da força de pico na desaceleração da massa de impacto é pequeno se comparado ao efeito da força média ( $P_{m,teor}$ ) durante todo o processo de flambagem do tubo.

A validade dessa hipótese pode ser ilustrada relacionando a diferença de velocidade ( $\Delta V$ ) do corpo resultante apenas da desaceleração da força de pico. Para tal, basta calcular

$$\Delta V = (g_i - g_m) \frac{\Delta t_p}{2}, \quad (39)$$

que corresponde à participação da desaceleração responsável apenas pela força de pico. Esse cálculo foi realizado para os exemplos do item 4.1 (Figura 4.2 -Figura 4.9) e resumidos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Cálculo do  $\Delta V$  devido a força de pico

Caso	$ g_i $ (g)	$ g_m $ (g)	$\Delta t_p$ (ms)	$V_0$ (m/s)	$\Delta V$ (m/s)	$\Delta V/V_0 * 100$
Figura 4.2	17,4	9,1	4,7	4	0,2	4,8
Figura 4.3	34,8	18,3	4,7	4	0,4	9,5
Figura 4.4	18,0	9,2	2,4	8	0,1	1,3
Figura 4.5	34,2	7,9	2,4	8	0,3	3,9
Figura 4.6	40,1	13,9	3,3	4	0,4	10,6
Figura 4.7	80,2	27,9	3,3	4	0,8	21,2
Figura 4.8	42,8	14,7	1,7	8	0,2	2,9
Figura 4.9	85,5	29,5	1,7	8	0,5	5,8

Para os casos em que a velocidade vale 4 m/s, a parcela da desaceleração da massa de impacto devida à força de pico pode ser significativa dependendo da massa de impacto. Casos mais críticos são aqueles de massa de impacto baixa, como os exemplos Figura 4.3 e Figura 4.7, podendo atingir 20 % da velocidade inicial. Já para velocidades superiores esse percentual reduz a patamares bem mais baixos, tornando a hipótese razoável.

Considera-se também para esse modelo que a força média do tubo é igual para todos os tubos. Não são considerados efeitos de rotação da massa ao entrar em contato com tubo caso o centro de gravidade não esteja alinhado com o ponto de contato.

A seqüência de eventos do modelo é ilustrada pela Figura 4.10.

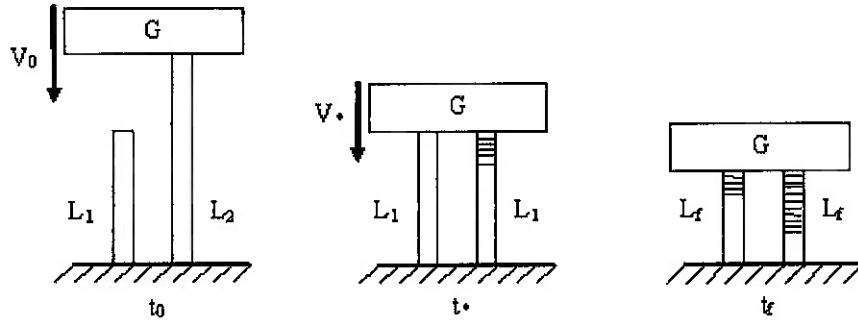


Figura 4.10 Seqüência do modelo de impacto em dois tubos

A massa  $G$  viajando a uma velocidade  $V_0$  constante impacta em  $t_0$  no primeiro tubo de comprimento  $L_1$ ; no instante de tempo  $t_*$  a massa, já desacelerada e a uma velocidade  $V_* < V_0$  impacta o segundo tubo de comprimento  $L_2$ ; em  $t_f$  a massa chega ao repouso com ambos os tubos com comprimento final  $L_f$ . A curva de desaceleração teórica da massa pode então ser traçada, conforme Figura 4.11.

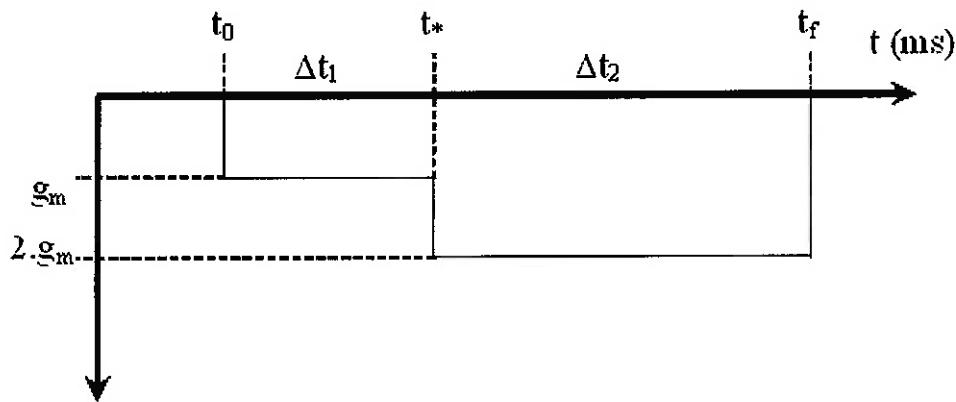


Figura 4.11 Curva de desaceleração da massa ao impacto em dois tubos

A curva teórica da Figura 4.11 é calculada através da seguinte metodologia: com o valor da massa ( $G$ ) e parâmetros geométricos ( $D_e$  e  $H$ ) e de material ( $\sigma_0$ ,  $D$  e  $q$ ) dos tubos, calcula-se a desaceleração média ( $g_m$ ) pela eq.(33); com os comprimentos iniciais ( $L_1$  e  $L_2$ ), a velocidade inicial ( $V_0$ ) e a desaceleração média já calculada pode-se obter os

intervalos  $\Delta t_1$  e  $\Delta t_2$  e o comprimento final dos tubos ( $L_f$ ) através das equações de movimento retilíneo uniformemente variado.

$$(L_2 - L_1) = V_0 \Delta t_1 - \frac{|g_m|}{2} \Delta t_1^2 \quad (40)$$

Isolando  $\Delta t_1$  tem-se,

$$\Delta t_1 = \frac{V_0 - \sqrt{V_0^2 - 2|g_m|(L_2 - L_1)}}{|g_m|} \quad (41)$$

Com o intervalo de tempo  $\Delta t_1$  pode-se obter agora a velocidade de impacto  $V_*$  no segundo tubo.

$$V_* = V_0 - |g_m| \Delta t_1 \quad (42)$$

A partir da velocidade inicial do segundo impacto ( $V_*$ ), obtém-se o intervalo de tempo  $\Delta t_2$ .

$$0 = V_* - 2|g_m| \Delta t_2 \quad (43)$$

Isolando  $\Delta t_2$  tem-se,

$$\Delta t_2 = \frac{V_*}{2|g_m|} \quad (44)$$

Para o cálculo do comprimento final dos tubos a equação do movimento uniformemente variado é novamente utilizada,

$$(L_1 - L_f) = V_* \Delta t_2 - |g_m| \Delta t_2^2 \quad (45)$$

Isolando  $L_f$  tem-se,

$$L_f = L_1 + |g_m| \Delta t_2^2 - V_* \Delta t_2 \quad (46)$$

A partir do equacionamento apresentado, a curva de desaceleração pode agora ser descrita, a Figura 4.12 ilustra um exemplo de curva de desaceleração de uma massa durante o impacto em dois tubos.

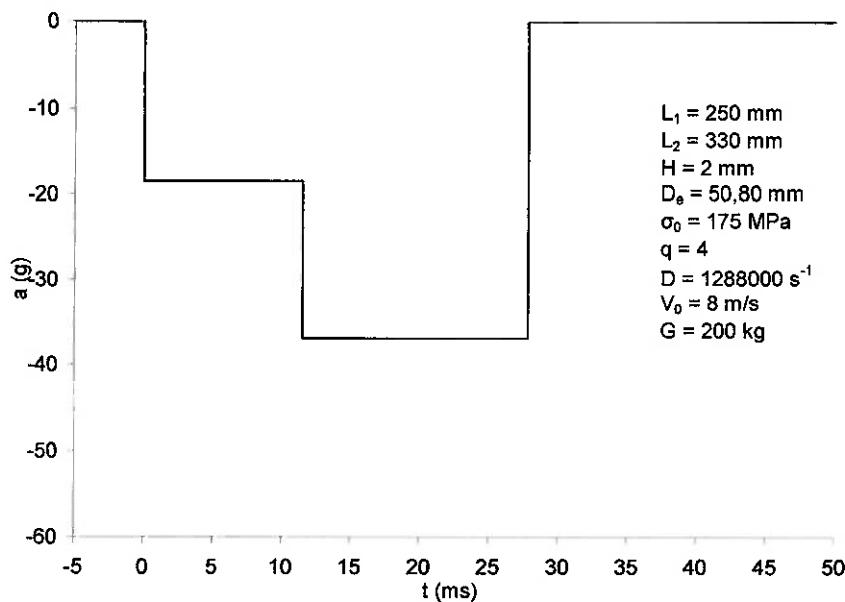


Figura 4.12 Exemplo de curva de desaceleração em dois tubos

### 4.3 Modelo de Impacto em $N$ Tubos

Para buscar o objetivo final do trabalho o modelo de impacto em  $N$  tubos deve ser formulado de maneira inversa, isto é, deverá fornecer as condições iniciais de velocidade, quantidade e comprimento dos tubos para que o impacto resulte em curva de

desaceleração objetivo. O seguinte modelo segue as mesmas hipóteses do modelo anterior, ou seja, considera-se que ocorra somente flambagem progressiva sendo que a força de cada tubo é constante e de mesmo valor durante o evento, a massa é conhecida ( $G$ ) e se movimenta apenas linearmente.

A fim de se obter a metodologia de cálculo inversa, é necessário determinar quais seriam as condições finais, para isso foi sugerida uma curva de desaceleração objetivo que reúne informações de entrada. A curva de desaceleração objetivo ilustrada pela Figura 4.13 é uma sugestão inicial, definida através de três informações básicas:

- Magnitude do patamar de desaceleração ( $PAT$ );
- Tempo de permanência do patamar de desaceleração ( $\Delta t_{PAT}$ );
- Tempo de duração da entrada ( $t_{ent}$ )

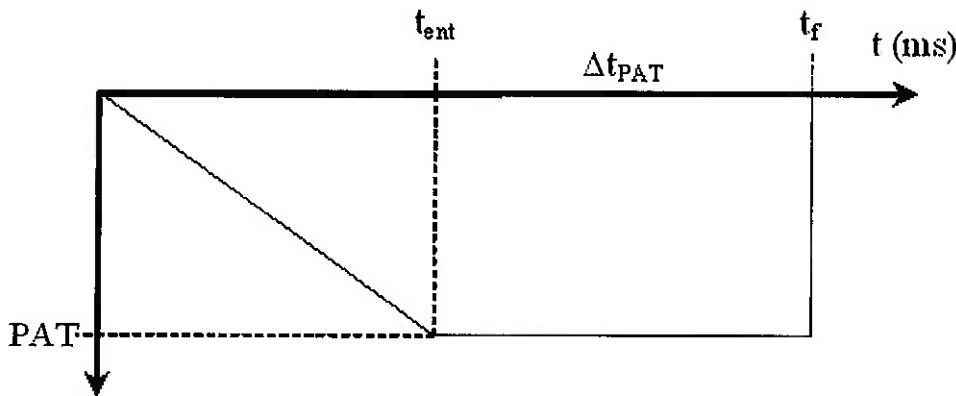


Figura 4.13 Curva de desaceleração objetivo

A primeira informação que pode ser obtida dos dados de entrada é o número de tubos ( $N$ ), dividindo-se o produto da massa x aceleração pela a força média unitária do tubo.

$$N = \frac{G|PAT|}{P_m} \quad (47)$$

É muito provável que essa operação resulte em um número não natural, caso isso aconteça convém arredondar o valor para cima.

Para obter uma curva teórica de desaceleração mais próxima possível da curva objetivo, adota-se que todos os tubos devem sofrer o impacto em instantes de tempo diferentes até que se atinja o patamar ( $t_{ent}$ ). Conhecendo-se o número de tubos, determina-se o intervalo de tempo entre o impacto dos tubos ( $\Delta t$ ).

$$\Delta t = \frac{t_{ent}}{N} \quad (48)$$

Com essas informações, a curva teórica de desaceleração já pode ser traçada, conforme exemplo da Figura 4.14.

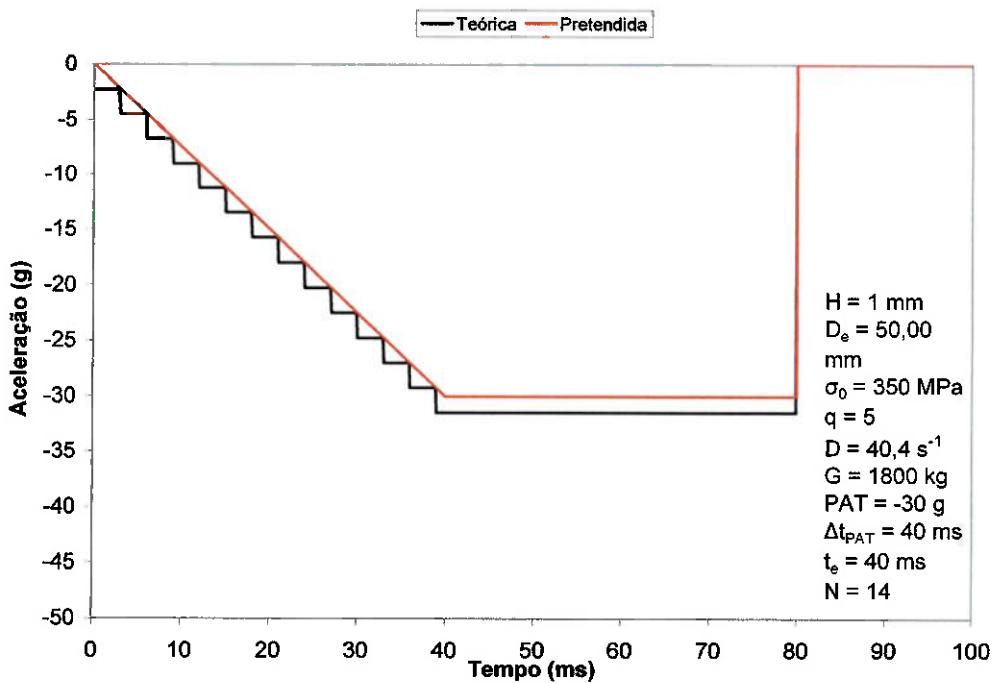


Figura 4.14 Curva teórica de desaceleração em  $N$  tubos

Agora a velocidade inicial do impacto pode ser calculada integrando a curva teórica de desaceleração.

$$V_0 = \sum_{j=1}^{N-1} \Delta t_j |g_m| + \Delta t_{PAT} PAT \quad (49)$$

De posse da velocidade inicial ( $V_0$ ), do intervalo de tempo entre o impacto de cada tubo ( $\Delta t$ ) e do número de tubos, é possível calcular os comprimentos de todos os  $N$  tubos. Para isso, em cada intervalo de tempo  $\Delta t_i$  considera-se que a massa desacelera de acordo com o número de tubos em contato, percorrendo uma distância  $\Delta l_j$ .

Pela equação do movimento retilíneo uniformemente variado,  $\Delta l_j$  vale:

$$\Delta l_j = V_{j-1} \Delta t - j \frac{|g_m|}{2} \Delta t^2 \quad (j = 1, 2, \dots, N-1) \quad (50)$$

Onde  $V_j$  é a velocidade inicial de cada um dos ( $N-1$ ) intervalos  $\Delta t$ , dado por:

$$V_j = V_{j-1} - j |g_m| \Delta t \quad (j = 1, 2, \dots, N) \quad (52)$$

Após  $t_{ent}$ , todos os  $N$  tubos atuam desacelerando a massa de impacto, o deslocamento durante  $\Delta t_{PAT}$  vale.

$$\Delta l_{j=N} = V_{j=N-1} \Delta t_{PAT} - N \frac{|g_m|}{2} \Delta t_{PAT}^2 \quad (53)$$

Conhecendo-se o deslocamento total da massa de impacto, basta adicionar um comprimento de segurança  $L_{SEG}$  e obter o comprimento do maior tubo.

$$L_N = \sum_{j=1}^N \Delta l_j + L_{SEG} \quad (54)$$

Para obter os comprimentos dos outros tubos, basta subtrair em seqüência  $\Delta l_j$ .

$$L_j = L_N - \sum_{j=1}^{N-1} \Delta l_j \quad (j = 0, 1, 2, \dots, N-1) \quad (55)$$

A Figura 4.15 ilustra o significado das grandezas calculadas anteriormente.

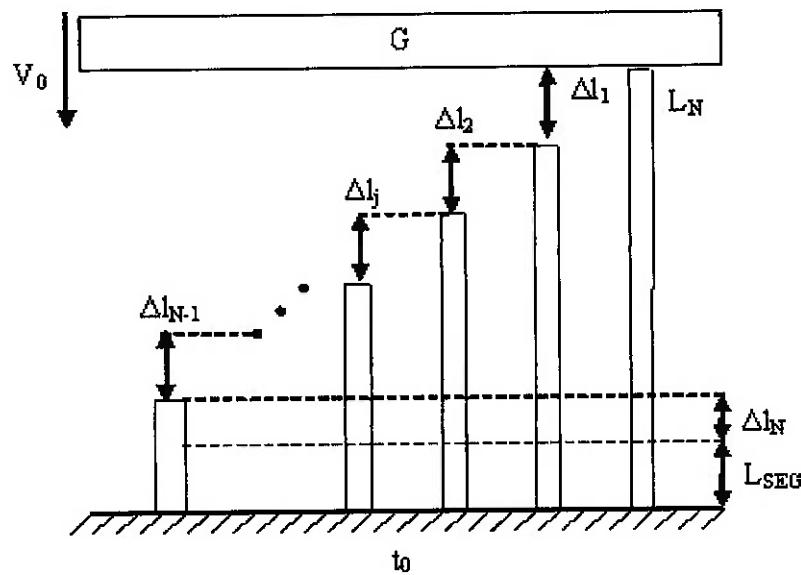


Figura 4.15 Desenho esquemático de  $N$  tubos

A Tabela 4.2 mostra os resultados calculados para o exemplo da Figura 4.14, considerando um  $L_{SEG}$  de 280 mm e velocidade inicial  $V_0$  calculada de 18,68 m/s.

Tabela 4.2 Comprimento dos tubos do exemplo Figura 4.14 (medidas em mm)

$L_N$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$	$L_8$	$L_9$	$L_{10}$	$L_{11}$	$L_{12}$	$L_{13}$
1189	1135	1079	1024	969	916	863	812	762	714	668	624	582	543

## 5. CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL

O estudo do fenômeno da flambagem por meio de análises numérica e teórica exige o conhecimento adequado das propriedades do material. Este capítulo apresenta os resultados de ensaios de tração realizados especificamente para este trabalho e informações consolidadas sobre as propriedades dinâmicas dos materiais dos tubos.

### 5.1 Ensaio de Tração

O teste de caracterização mais comumente realizado e que fornece informações valiosas sobre as propriedades do material é o ensaio uniaxial de tração. Este ensaio resulta na curva Tensão x Deformação de engenharia do material. Para isso um corpo de prova padronizado com área da seção transversal conhecida ( $A_0$ ) é tracionado e os dados de carga aplicada ( $F$ ) e deslocamento ( $d$ ) são utilizados para a confecção da curva Tensão x Deformação de engenharia.

A deformação ( $\varepsilon_N$ ) de engenharia é definido como sendo:

$$\varepsilon_N = \frac{d}{L_0} = \frac{L - L_0}{L_0}, \quad (56)$$

onde  $L$  é o comprimento instantâneo do corpo de prova, e  $L_0$  o comprimento inicial.

A tensão de engenharia ( $\sigma_N$ ) é dada por:

$$\sigma_N = \frac{F}{A_0} \quad (57)$$

Os materiais que foram submetidos a este ensaio são duas ligas de alumínio desconhecidas, denominadas *Mat<sub>1</sub>* e *Mat<sub>2</sub>*. Os corpos de prova (Figura 5.1) foram retirados dos próprios tubos segundo norma ASTM B557M, com dimensões também padronizadas (Figura 5.2).



Figura 5.1 Corpos de prova do *Mat<sub>1</sub>* e *Mat<sub>2</sub>*

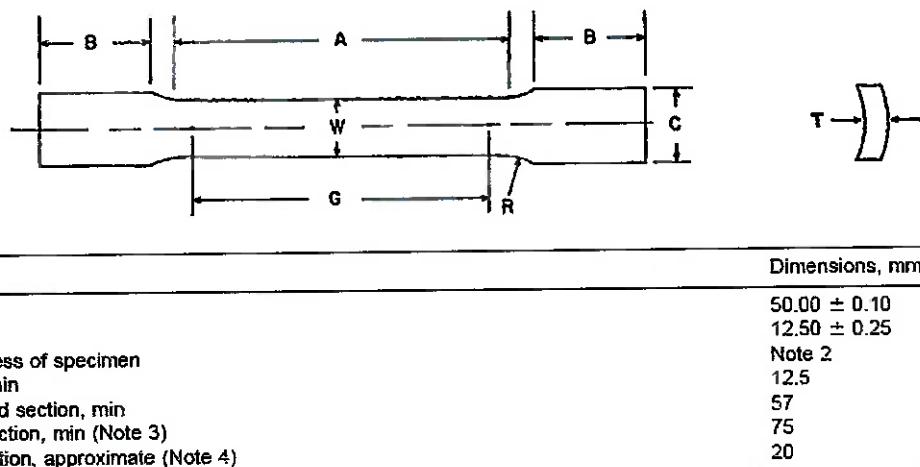


Figura 5.2 Dimensões dos corpos de prova segundo norma ASTM B557M

Ao todo foram ensaiados seis corpos de prova, três para o  $Mat_1$  e três para o  $Mat_2$ , conforme Figura 5.3. Os ensaios foram realizados em uma máquina Zwick modelo BX 144662-003 do Centro Tecnológico de Materiais da VW do Brasil.



Figura 5.3 Corpos de prova de  $Mat_1$  e  $Mat_2$  depois do ensaio

$Mat_1$

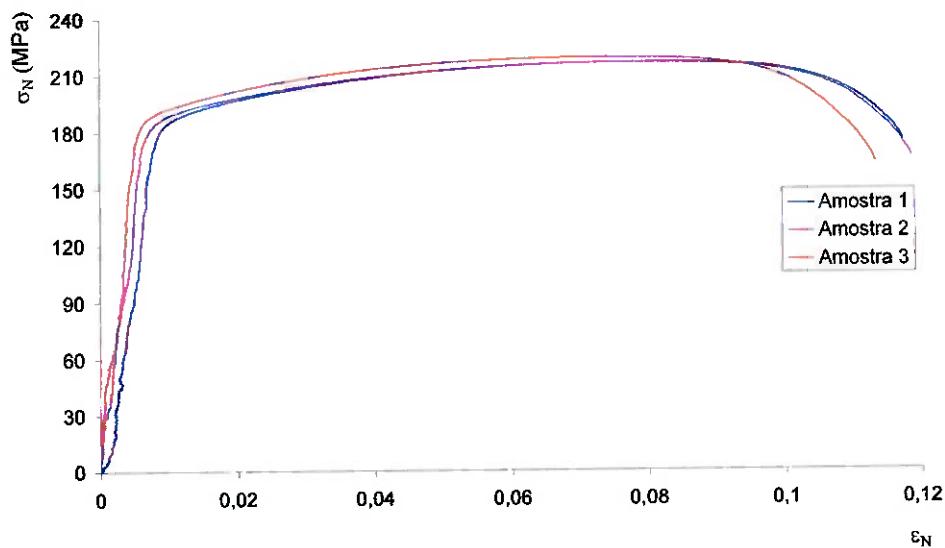


Figura 5.4 Curva Tensão x Deformação de engenharia para o  $Mat_1$

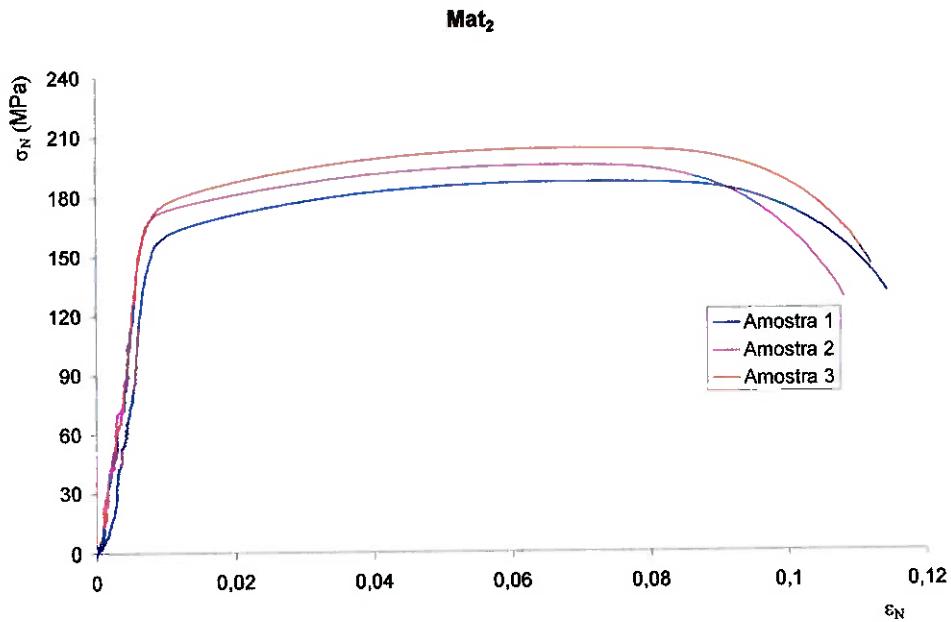


Figura 5.5 Curva Tensão x Deformação de engenharia para o *Mat<sub>2</sub>*

A curva Tensão x Deformação de engenharia, porém, não fornece informações verdadeiras de tensão e deformação, pois está baseada inteiramente nas dimensões originais do corpo de prova, sendo que estas variam continuamente durante o ensaio. Além disso, o software de elementos finitos utilizado requer uma descrição do comportamento do material através da curva Tensão x Deformação verdadeira.

Se considerarmos que haja conservação de volume do espécime, e que a deformação é uniformemente distribuída ao longo da região de onde é feita a medição de deslocamento, então a tensão verdadeira ( $\sigma_V$ ) e a deformação verdadeira ( $\varepsilon_V$ ) são dadas pelas relações:

$$\sigma_V = \sigma_N (1 + \varepsilon_N) \quad (58)$$

$$\varepsilon_V = \ln(1 + \varepsilon_N) \quad (59)$$

Já a deformação plástica pode ser obtida subtraindo a deformação elástica da deformação total.

$$\varepsilon_{Np} = \varepsilon_N - \frac{\sigma_N}{E} \quad (60)$$

Estas relações, porém, só podem ser utilizadas até a estrição, pois a hipótese de deformação uniforme não é mais válida e esta passa a ser concentrada na região da estrição. A partir da curva Tensão x Deformação de engenharia média, traçada com as eqs.(58), (59) e (60) até a estrição, foi aproximado um modelo bi-linear de material, conforme Figura 5.6.

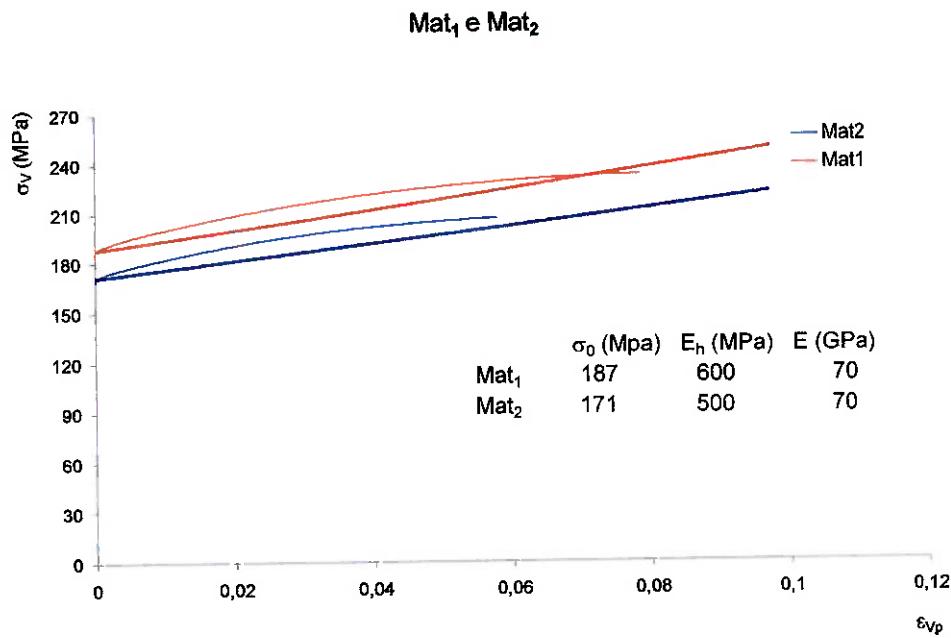


Figura 5.6 Modelos bi-lineares de *Mat<sub>1</sub>* e *Mat<sub>2</sub>*

Para o aço (*Mat<sub>3</sub>*) que também será utilizado nos ensaios experimentais não foi feito ensaio de tração, pois sabe-se que trata do aço AISI 1010. Sendo assim, suas propriedades mecânicas foram extraídas da fonte [18]. A Tabela 5.1 resume as principais propriedades mecânicas.

Tabela 5.1 Propriedades mecânicas de  $Mat_1$ ,  $Mat_2$  e  $Mat_3$ 

	Material	$\sigma_0$ (Mpa)	$\sigma_{ult}$ (MPa)	E (GPa)	$\nu$	$\rho$ (kg/m3)
$Mat_1$	Liga Al	171	221	70	0,33	2700
$Mat_2$	Liga Al	187	248	70	0,33	2700
$Mat_3$	AISI 1010	305	365	200	0,29	7870

## 5.2 Barra de Hopkinson

Em adição à caracterização quase-estática descrita no item anterior, testes com a Barra de Hopkinson (Figura 5.7) para caracterização dinâmica de material são necessários para obter as propriedades do material a altas taxas de deformação.

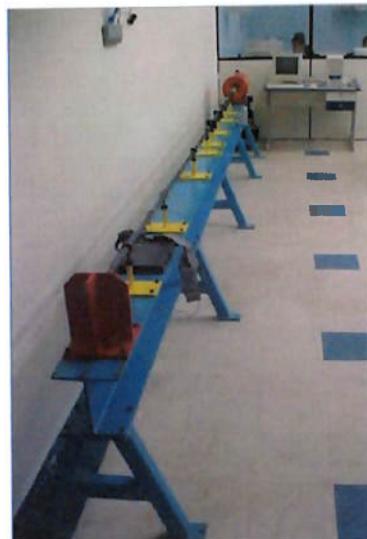


Figura 5.7 Barra de Hopkinson

Infelizmente não foi possível realizar estes ensaios, porém, uma pesquisa bibliográfica foi suficiente para fornecer dados, como os coeficientes da eq.(31), que dão uma idéia inicial do comportamento desses materiais a altas taxas de deformação.

Tabela 5.2 Propriedades dinâmicas de  $Mat_1$ ,  $Mat_2$  e  $Mat_3$ 

	Material	D	p	Ref.
$Mat_1$ e $Mat_2$	Liga Al	1288000	4	[3]
$Mat_3$	Aço	40,4	5	[11]

## 6. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Este capítulo apresenta as simulações numéricas realizadas com o intuito de prever alguns resultados experimentais após o ajuste do modelo numérico. Infelizmente os modelos de impacto para o alumínio não forneceram bons resultados de correlação. Para o aço o ajuste foi satisfatório e uma comparação com resultados experimentais foi possível.

### 6.1 Simulações em Um Tubo

As simulações foram realizadas no software de elementos finitos *PamCrash*<sup>1</sup>, todos os tubos foram modelados com elementos de casca (3,857 mm x 3,022 mm). A massa de impacto foi considerada como sendo um corpo rígido de velocidade inicial  $V_0$  (Figura 6.1).

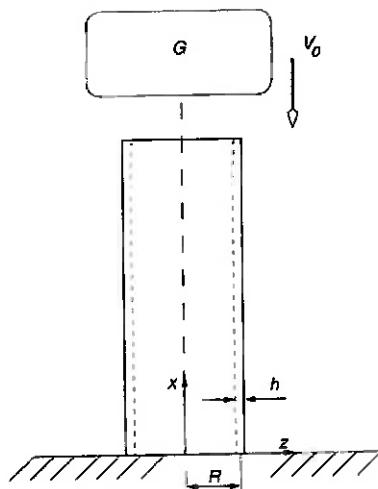


Figura 6.1 Esquema do modelo numérico

---

<sup>1</sup> *PamCrash* é um programa de elementos finitos capaz de simular problemas dinâmicos reais complexos através de análises explícitas.

O coeficiente de atrito entre a superfície da massa de impacto e a parede do tubo para as propriedades de contato foi de 0,25. Para o contato entre as dobras (auto-contato) do tubo foi considerado atrito nulo.

Conforme explorado por [6], tubos de alumínio de características muito semelhantes ao  $Mat_1$  e  $Mat_2$  e de mesma geometria ( $R$  e  $H$ ) dos tubos utilizados nos ensaios possuem comprimento crítico de flambagem em torno de 315 mm, sendo que a velocidade de impacto tem influência significativa na transição entre os modos global e progressivo de colapso. Como os modelos teóricos apresentados assumem que todos os tubos sofram flambagem progressiva é de extrema importância que as simulações numéricas sejam capazes de identificar a ocorrência de flambagem global a fim de se evitar acidentes durante os ensaios experimentais.

Para que a simulação numérica seja capaz de identificar essa transição, modelos de imperfeições geométricas foram inseridos e comparados com um resultado experimental consolidado da literatura. Os dois primeiros modelos de imperfeição consideram ondulações simétricas de amplitude  $\delta_i$ , esquematizados na Figura 6.2.

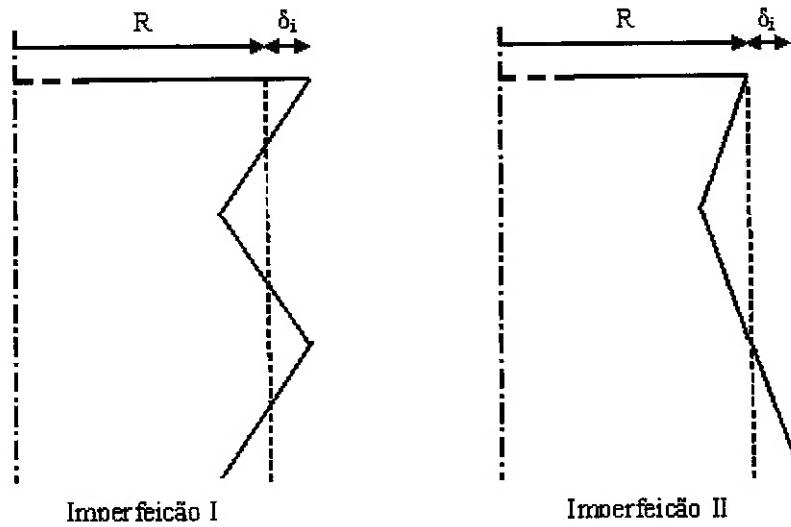


Figura 6.2 Esquema dos modelos de imperfeição

O terceiro modelo de imperfeição (Imperfeição III) se baseia nos formatos dos modos de flambagem elástica da estrutura. Através do software *Nastran* foram extraídas

as coordenadas dos nós da malha sob o primeiro e segundo modo de flambagem elástica, a Figura 6.3 ilustra a configuração da malha exagerada propositalmente para visualização. O segundo modo de flambagem possui a mesma forma, porém na direção perpendicular ao plano da Figura 6.3.



Figura 6.3 Primeiro modo elástico de flambagem

Com as coordenadas dos nós para ambas as configurações deformadas uma soma vetorial foi feita resultando em apenas uma configuração. A amplitude dessa imperfeição foi normalizada, sendo que o máximo desvio corresponde a  $\delta_i$ .

O caso experimental da literatura [6] simulado corresponde a uma massa  $G = 120$  kg viajando a uma velocidade inicial  $V_0 = 6,3$  m/s que impacta em um tubo  $Mat_1$  com  $R = 24,4$  mm,  $H = 2$  mm e  $L = 360$  mm. O parâmetro de comparação entre os resultados numéricos e o experimental é a deformação do tubo  $\Delta l$ . A tabela apresenta os resultados das simulações em ordem cronológica, comparando com a deformação experimental de 62,7 mm.

Tabela 6.1 Resultados das simulações com imperfeições

Simulação	Imperfeição	$\delta_i$ (mm)	$\Delta l$ (mm)	Erro (%)
1	sem imperfeição	-	95,02	51,5
2	Imperfeição I	0,18	94,60	50,9
3	Imperfeição I	0,09	91,77	46,4
4	Imperfeição II	0,18	95,20	51,8
5	Imperfeição II	0,03	95,74	52,7
6	Imperfeição III	0,18	90,30	44,0

Os valores adotados para  $\delta_i$  são compatíveis com a variação dimensional usual para tubos extrudados de alumínio. A Tabela 6.2 apresenta um estudo dimensional do diâmetro externo feito em uma amostra de tubo, a posição da medida ao longo do tubo foi aleatória.

Tabela 6.2 Variação do diâmetro de uma amostra de tubo

Medição	De (mm)
1	50,88
2	50,87
3	50,85
4	50,94
5	50,88
6	50,90
7	50,90
8	50,87
9	50,63
10	50,64
11	50,57
12	50,57
13	50,66
14	50,59
15	50,60
Desvio	0,14

Como pôde ser observado pela Tabela 6.1, os resultados numéricos não foram satisfatórios pois implicaram em erros da ordem de 50 %. Simulações foram realizadas impactando os mesmos modelos a baixas velocidades (~3 m/s) a fim de se obter flambagem global conforme previsto por [6], mas este modo de colapso não foi observado em nenhum dos casos simulados.

Simulações também foram realizadas com tubos de  $Mat_3$ , porém com dimensões  $R = 24,5$  mm,  $H = 1$  mm e  $L = 500$  mm correspondentes às amostras ensaiadas experimentalmente. Para estes modelos não houve preocupação em considerar as imperfeições de material, isso porque historicamente esse tubo é utilizado nos ensaios de impacto de trenó em comprimentos de até 850 mm sem flambarem pelo modo global. O modelo foi ajustado tomando-se por base um resultado experimental, sendo que o

parâmetro de ajuste foi a espessura de parede. A Figura 6.4 ilustra o resultado experimental seguido dos modelos numéricos com espessura de parede 1 mm e 1,2 mm respectivamente, a massa de impacto vale  $G = 433 \text{ kg}$  e  $V_0 = 6,28 \text{ m/s}$ .

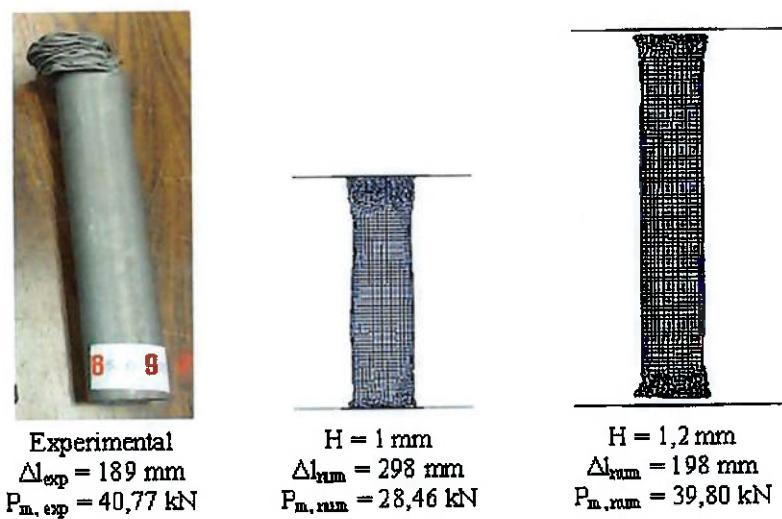


Figura 6.4 Comparaçāo dos resultados da simulaçāo com *Mat3*

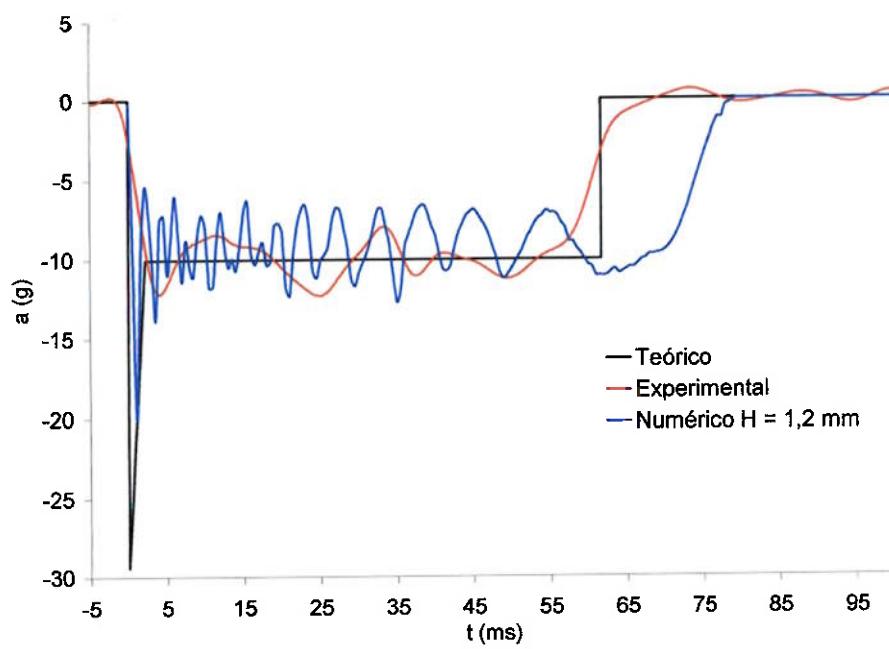


Figura 6.5 Curvas de desaceleração da massa de impacto

A força média foi obtida através da curva de desaceleração da massa de impacto (Figura 6.5), calculando uma desaceleração média e multiplicando esta pela massa de impacto. O modelo de espessura de parede de 1,2 mm apresentou resultados mais próximos do esperado pelo ensaio experimental e pelo modelo teórico, conforme pode ser observado pela Figura 6.5. As discrepâncias quanto às ondulações entre a curva numérica e experimental ocorrem pela diferente classe de filtragem (detalhada no item 7.4), CFC 60 para o ensaio e CFC 1000 para o resultado numérico. Apesar da diferença de cerca de 10 ms no tempo de desaceleração da massa de impacto o resultado numérico foi considerado satisfatório e foi abordado em simulações de impacto em  $N$  tubos.

## 6.2 Simulações em N Tubos

O mesmo modelo de tubo desenvolvido para  $Mat_3$  foi utilizado para simular um caso calculado pelo modelo proposto no item 4.3. A Figura 6.6 ilustra as curvas de desaceleração teórica e numérica, assim como os dados de entrada ( $G$ ,  $PAT$ ,  $\Delta t_{PAT}$  e  $t_{ent}$ ) e saída ( $V_0$ ,  $N$  e comprimento dos tubos).

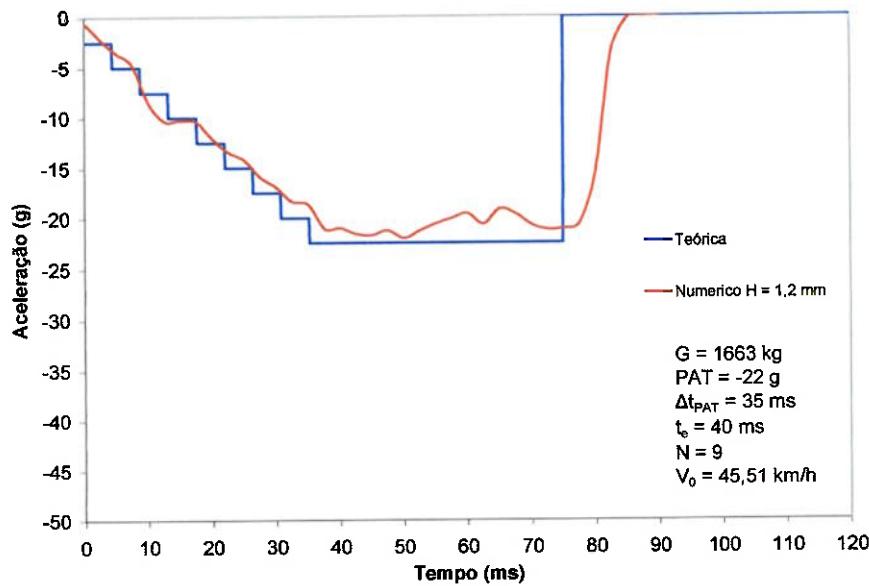


Figura 6.6 Curva de desaceleração numérica e teórica

Os comprimentos dos tubos calculados são dados na Tabela 6.3, ilustrados pela Figura 6.7 antes da simulação e pela Figura 6.8 depois da simulação.

Tabela 6.3 Tubos para simulação numérica (medidas em mm)

$L_N$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$	$L_8$
852	798	744	690	638	588	541	497	457

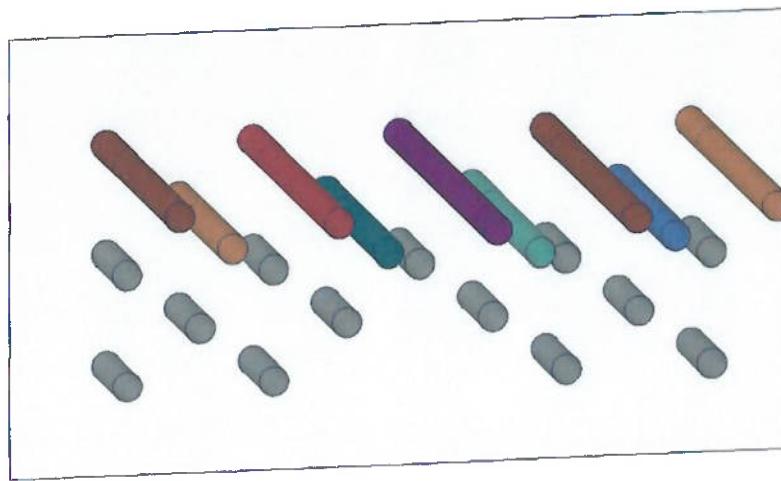


Figura 6.7 Tubos antes da simulação

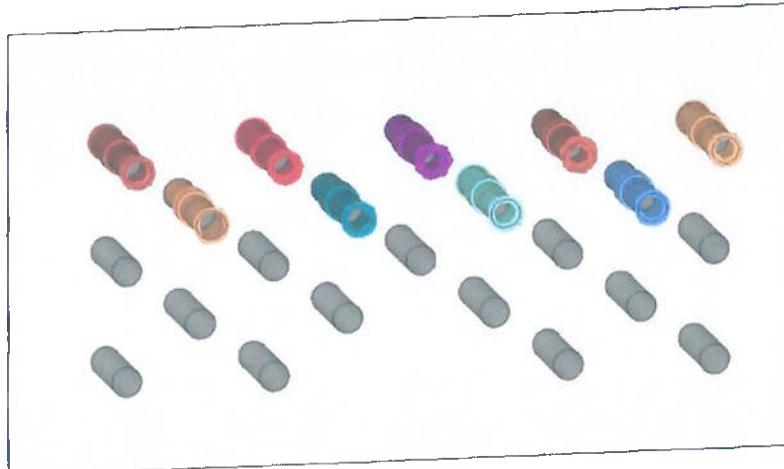


Figura 6.8 Tubos depois da simulação

O resultado observado pela Figura 6.6 foi satisfatório, já que a curva de desaceleração obtida pelo modelo numérico correspondeu à curva teórica proposta pelo modelo de impacto em  $N$  tubos do item 4.3.

Considerando a mesma massa de impacto (1663 kg), velocidade inicial (45,51 km/h), quantidade e comprimento dos tubos, novas simulações foram feitas para tubos de espessura de parede de 1,3 mm e 1,4 mm. Com a mudança espera-se que para maiores espessuras de parede o patamar de desaceleração seja mais elevado, e consequentemente, menor o tempo de desaceleração permanência do patamar. A Figura 6.9 mostra as curvas de desaceleração para os modelos de  $H = 1,2$  mm, 1,3 mm e 1,4 mm.

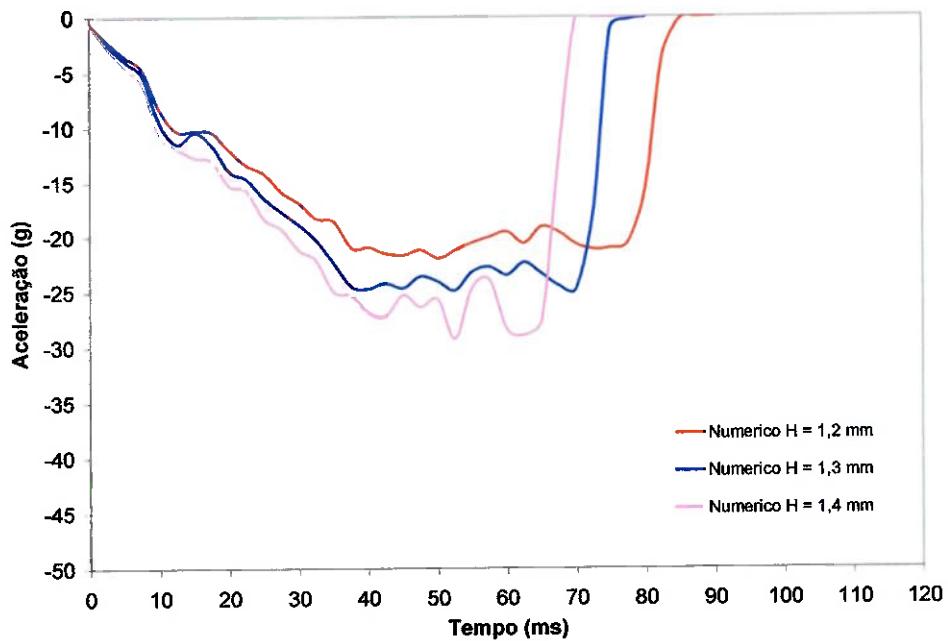


Figura 6.9 Curvas de desaceleração para modelos de diferentes espessuras de parede

De fato o comportamento esperado foi verificado através das simulações, conforme Figura 6.9.

## 7. CONSIDERAÇÕES SOBRE OS ENSAIOS

Neste capítulo serão apresentados os equipamentos utilizados nos ensaios de impacto, condição de contorno e aspectos relevantes sobre filtragem dos sinais de desaceleração adquiridos.

### 7.1 Martelo de Queda Livre

O martelo de queda livre projetado e construído pelo GMSIE permite realizar experimentos de modo a representar o impacto de um corpo em movimento contra a estrutura.

O equipamento consiste basicamente de duas guias sustentadas verticalmente em relação ao solo por duas vigas de perfil I de dez metros de comprimento cada (Figura 7.1). As vigas são ligadas a uma estrutura rígida para garantir que permaneçam paralelas entre si.



Figura 7.1 Martelo de queda livre do GMSIE

Entre as guias correm através de mancais de deslizamento duas chapas de aço com quatro furos passantes, essas chapas abrigam a massa de impacto em forma de sanduíche (Figura 7.2). Atualmente o conjunto pode abrigar uma massa ( $G$ ) de até 200 kg, gerando uma energia cinética ( $E_{cin}$ ) no momento do impacto de até 19,6 kJ.



Figura 7.2 Massa de impacto

Os tubos a serem ensaiados são apoiados sobre uma base de concreto de 3700 kg isolada do restante do prédio, de modo que é possível assumir uma base rígida. Um motor elétrico é responsável pela elevação da massa de impacto através de um cabo de aço conectado a um gancho. Um pistão eletromagnético movimenta o mecanismo responsável por abrir o gancho e liberar a massa, que percorre as guias em movimento de queda livre. O controle da posição da massa é realizado por um microcomputador e um software desenvolvido especificamente para o martelo, com precisão de  $\pm 5$  mm.

A condição de contorno do ensaio deve ser a mais próxima possível da condição atual dos ensaios de trenó da VW, conforme descrito no item 1.1. Para tal, fora construída uma base com três tarugos de aço para apoiar os tubos a serem ensaiados, já que o GMSIE atualmente não reproduz esta situação (Figura 7.3).



Figura 7.3 Base para ensaios no martelo

Segundo verificações de Teramoto [16], o atrito nas guias do martelo pode ser considerado nula para o cálculo da velocidade inicial de impacto ( $V_0$ ). Assim, esta pode ser obtida através da conservação da energia mecânica, sendo a energia potencial gravitacional da massa antes da liberação convertida em energia cinética, ou seja,

$$V_0 = \sqrt{2gh}, \quad (61)$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ) e  $h$  a altura de queda livre.

Fenômenos de impacto em estruturas ocorrem em lapsos de tempo variando de alguns micro a milisegundos. O GMSIE adota um medidor de velocidade a laser sem contato com excelente resposta em freqüência (Figura 7.4), para obtenção do sinal de aceleração basta uma etapa de derivação do sinal de velocidade do instrumento. Estudos relatados em Jones [3] mostram a importância de um sinal adequado e rico em espectro para uma boa medição da força de pico ilustrada na Figura 3.1.

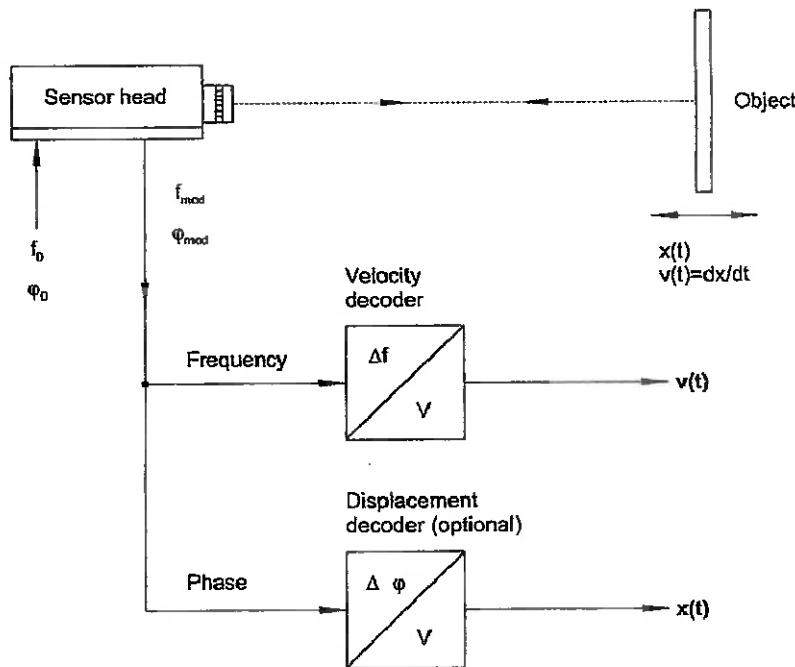


Figura 7.4 Esquema do fluxo de sinais do interferômetro laser

A aquisição e tratamento dos dados durante os ensaios com martelo foram realizadas com os seguintes equipamentos:

- Placa de aquisição de sinais NI-6010 da National Instruments de 5 MHz;
- Microcomputador PIII de 500 MHz;
- Software LabView da National Instruments;
- Software Microsoft Excel

## 7.2 Trenó em Escala

O trenó em pequena escala do Centro de Impactos veiculares da VW do Brasil normalmente é utilizado em ensaios de impacto em tanques de combustível e será aproveitado neste trabalho em ensaios de impacto em tubos.

O equipamento consiste de um carrinho em estrutura de aço com dois eixos, guiado por um par de trilhos tubulares que iniciam a trajetória do carrinho na vertical (Figura 7.5), fazem uma curva e terminam na horizontal, o carrinho é encaixado nos trilhos por meio de 24 rodízios.

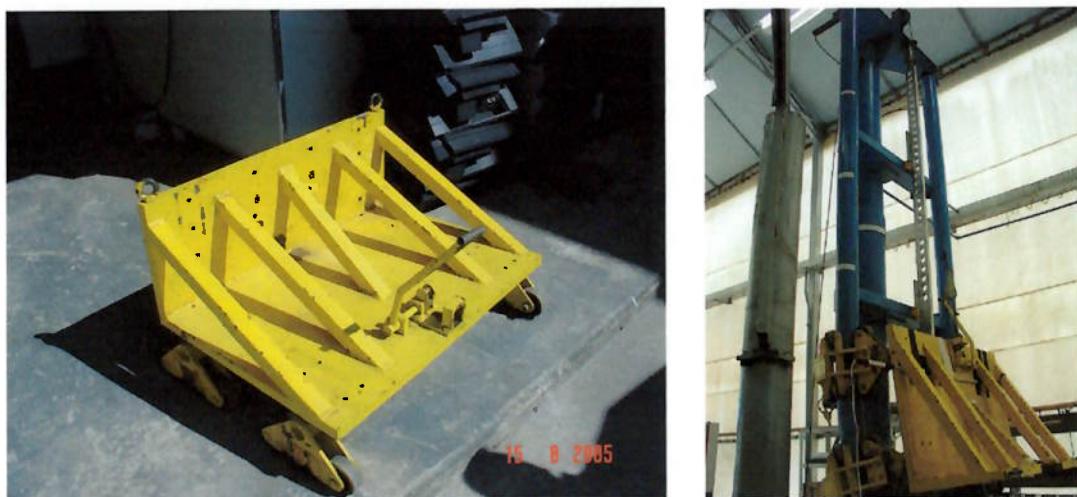


Figura 7.5 Trenó em escala

Atualmente a massa do carrinho ( $G$ ) é de 432,5 kg e a velocidade máxima que ele pode atingir antes do impacto ( $V_0$ ) gira em torno de 6,5 m/s, resultando em uma energia cinética ( $E_{cin}$ ) de 9,1 kJ.

Assim como o martelo de queda livre, o carrinho também é erguido por meio de um motor elétrico através de um cabo de aço conectado a um gancho. Um pistão pneumático movimenta o mecanismo responsável por abrir o gancho e liberar o carrinho, que percorre os trilhos sob ação da gravidade. O motor elétrico e o mecanismo de liberação são comandados por uma botoeira.

Os tubos a serem ensaiados são apoiados horizontalmente através de pinos fixados em uma barreira rígida de 7000 kg (Figura 7.6).



Figura 7.6 Condição de contorno do trenó em escala

Neste equipamento, a massa elevada do carrinho e desalinhamento dos rodízios resulta em esforços que aumentam a resistência ao rolamento. Portanto, neste caso o atrito não deve ser desprezado e a velocidade de impacto deve ser medida. O sistema de medição da velocidade é ilustrado pela Figura 7.7.



Figura 7.7 Sistema de medição de velocidade

O sinal de desaceleração do trenó foi realizado através de um acelerômetro monoaxial piezoresistivos ilustrado na Figura 7.8 (folha de dados no Apêndice I), ligado a um sistema de aquisição de dados.



Figura 7.8 Acelerômetro trenó em escala

Em suma, os equipamentos utilizados nos ensaios no trenó em escala são:

- Speed Counter 210 Hentschel com precisão de 0,05 %;
- Sensor óptico de velocidade Precision Light Barrier 203.1;
- Sistema de aquisição Hentschel de 10 kHz com 72 canais de aquisição paralelos

### 7.3 Trenó de Testes Veiculares

Os ensaios de verificação e validação do trabalho foram realizados no Centro de Impactos Veiculares da VW do Brasil por meio do impacto de um trenó (Figura 1.2) em uma placa com uma montagem de tubos, como o da Figura 7.10 e conforme comentado no item 1.1.

O trenó tem uma massa de cerca de 1300 kg, o conjunto de carroceria, acessórios, sistema de aquisição e itens de fixação chegam a 500 kg. No total, a massa de impacto ( $G$ ) nos ensaios de trenó podem atingir 1900 kg, a catapulta que puxa o trenó

tem capacidade para acelerá-lo até uma velocidade ( $V_0$ ) de cerca de 17 m/s dependendo da massa. Normalmente, a energia inicial de impacto ( $E_{cin}$ ) gira em torno de 200 kJ.

A medição de desaceleração do trenó é feita através de dois acelerômetros monoaxiais piezoresistivos (folha de dados no Apêndice I), sendo um deles para *back up*, ambos situados na longarina direita do trenó. O sistema de aquisição de dados e medição de velocidade utilizado é o mesmo descrito no item 7.2. A Figura 7.9 ilustra o posicionamento dos acelerômetros e o sistema de aquisição de dados embarcado no trenó.



Figura 7.9 Posicionamento dos acelerômetros e sistema de aquisição Hentschel



Figura 7.10 Condição de contorno do ensaio de trenó

## 7.4 Filtragem de Sinais

Em ensaios de impacto em segurança veicular, os sinais puros obtidos pelos acelerômetros devem ser filtrados de modo a serem analisados em sua freqüência de interesse. Esse processo de filtragem deve satisfazer um corredor de resposta em freqüência especificado pela norma SAE J211 (*SAE Recommended Practice on the "Instrumentation for Impact Tests"*). O propósito da SAE J211 é de prover diretrizes para a filtragem de sinais, assim como a seleção da classe de resposta em freqüência. Segundo Huang [19], o objetivo é atingir uma uniformidade na prática de instrumentação e na apresentação de resultados.

As classes de freqüência (CFC *Channel Frequency Class*) recomendadas pela norma são CFC 1000, 600, 180 e 60. Suas aplicações dependem do tipo de teste e da grandeza medida, por exemplo, para sinais de desaceleração estrutural do veículo em *crash tests* é recomendado CFC 60, se for necessário integrar esse sinal para obtenção de velocidade e deslocamento é recomendado utilizar o sinal em CFC 180, para sinais de desaceleração da cabeça de manequins antropométricos é recomendado CFC 1000, para sinais de força e momento de fêmur e tibia é recomendado CFC 600.

Para ensaios de trenó, a norma recomenda a utilização de CFC 60, e por esse motivo esta é a classe de filtragem utilizada neste trabalho. A Figura 7.11 mostra a resposta em freqüência do filtro em questão.

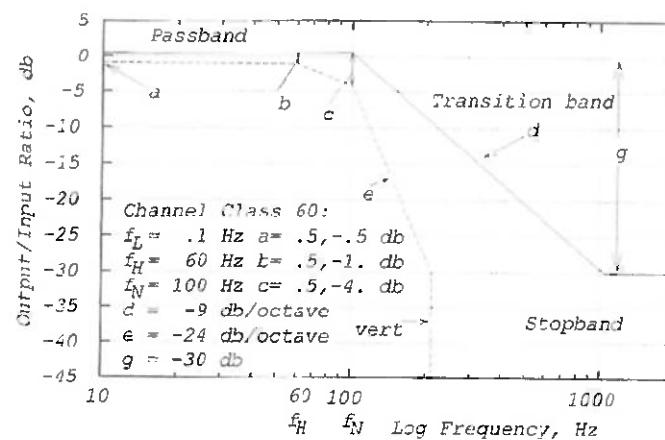


Figura 7.11 Resposta em freqüência CFC 60 [19]

Segundo a SAE J211, para CFCs 180 e 60 deverá ser usado o filtro Butterworth de quarta ordem. O algoritmo de filtragem no domínio do tempo para um filtro de segunda ordem vale:

$$Y[t] = a_0 X[t] + a_1 X[t-1] + a_2 X[t-2] + b_1 Y[t-1] + b_2 Y[t-2] \quad (62)$$

Onde  $X[t]$  é o vetor com o dado de entrada e  $Y[t]$  é o vetor com o sinal de saída filtrado. As constantes  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  e  $b_2$  variam com CFC, e são dadas por:

$$a_0 = \frac{w_a^2}{1 + \sqrt{2}w_a + w_a^2} \quad (63)$$

$$a_1 = 2a_0 \quad (64)$$

$$a_2 = a_0 \quad (65)$$

$$b_1 = \frac{-2(w_a^2 - 1)}{1 + \sqrt{2}w_a + w_a^2} \quad (66)$$

$$b_2 = \frac{(-1 - w_a^2 + \sqrt{2}w_a)}{1 + \sqrt{2}w_a + w_a^2} \quad (67)$$

$$w_d = 2\pi[CFC]2,0775 \quad (68)$$

$$w_a = \frac{\operatorname{sen}(w_d T/2)}{\operatorname{cos}(w_d T/2)} \quad (69)$$

Onde  $T$  corresponde ao período de amostragem em segundos.

Como dito anteriormente, a eq.(62) é de um filtro de segunda ordem. Para obter o resultado de um filtro de quarta ordem, o sinal deve ser filtrado duas vezes. Filtrando o sinal pela segunda vez no sentido inverso o filtro não irá alterar a fase do sinal filtrado, assim, picos no sinal puro acontecem ao mesmo tempo que no sinal filtrado. Porém, se o sinal puro possui retas de inclinações elevadas, o sinal de saída irá alterar o início e o final do evento, isso pode ser observado na resposta do pulso filtrado em comparação ao sinal puro da Figura 7.12.

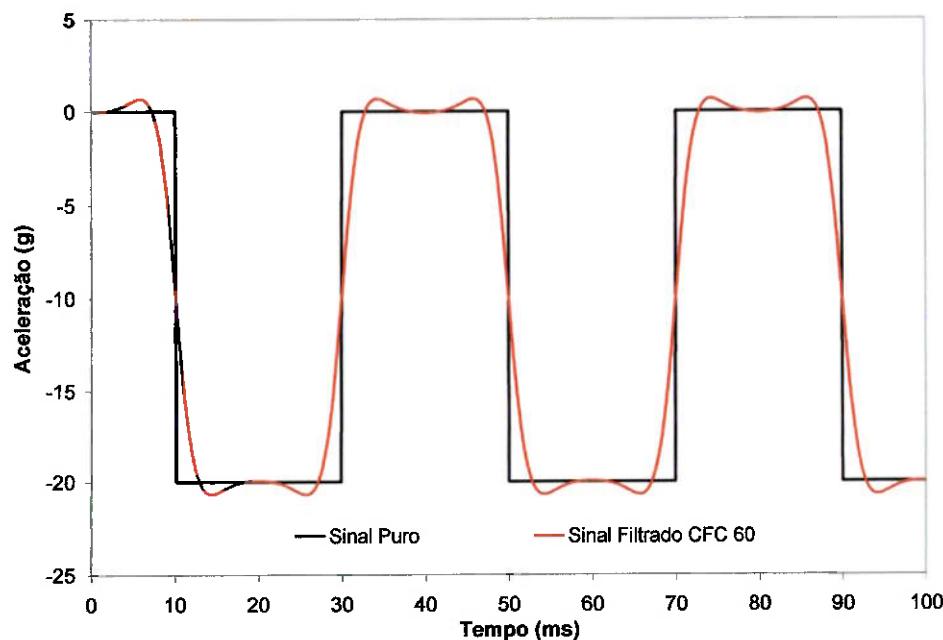


Figura 7.12 Sinal filtrado em CFC 60

## 8. EXPERIMENTOS EM TUBOS

Este capítulo apresenta os resultados experimentais de impacto em tubos com os materiais  $Mat_1$ ,  $Mat_2$  e  $Mat_3$ . Resultados teóricos e experimentais são comparados e discutidos visando validar os modelos de impacto apresentados no Capítulo 4. Para melhor entendimento e organização dos resultados, a nomenclatura dos espécimes foi definida conforme Figura 8.1, onde são informados a bateria de ensaios (A ou B) o material ( $Mat_1$ ,  $Mat_2$  ou  $Mat_3$ ) e o número seqüencial do espécime.

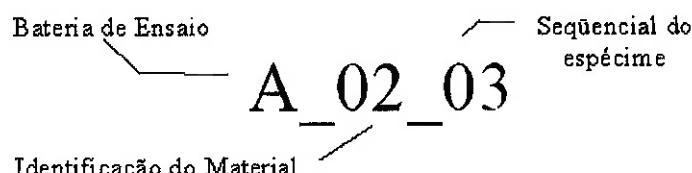


Figura 8.1 Formato de nomenclatura dos espécimes

### 8.1 Impacto em Um Tubo

Os ensaios de impacto em um tubo são importantes para verificar a ocorrência dos modos de flambagem (global ou progressivo) e de comparar resultados de força média dos tubos teórica ( $P_{m,teor}$ ) e experimental ( $P_{m,exp}$ ). Para tal, foram utilizados tubos com as dimensões da Tabela 8.1.

Tabela 8.1 Dimensões dos tubos ensaiados

Material	Dimensões (mm)		
	$D_e$	$D_i$	$H$
$Mat_1$ e $Mat_2$	50,80	46,80	2,00
$Mat_3$	50,00	48,00	1,00

A força média experimental foi obtida através das curvas de desaceleração da massa de impacto, calculando-se a desaceleração média ( $g_m$ ) e multiplicando pela massa

(G), foi considerada para esses cálculos a curva de desaceleração pura, isto é, sem filtragem do sinal. A Tabela 8.2 apresenta os dados do ensaio e a Figura 8.2 e Figura 8.3 a configuração deformada dos espécimes.

Tabela 8.2 Dados dos experimentos em um tubo

Espécime	G	V <sub>0</sub>	Comprimento (mm)			P <sub>m, exp</sub>	P <sub>m, teor</sub>	Ero	Dobras
	(kg)	(m/s)	Inicial	Final	Def.	(kN)	(kN)	(%)	
A_02_01	166	7,5	525	-	-	-	35,99	-	Global
A_02_02	100	11,7	350	186	164	-	35,90	-	Misto(6)
A_02_03	100	11,7	410	254	156	-	35,90	-	Misto (5)
A_02_04	100	12,5	410	235	175	-	35,96	-	Misto (7)
A_02_05	80	9,9	350	245	105	-	35,74	-	Misto (3)
A_02_06	80	10,4	350	256	94	-	35,78	-	Concertina (6)
A_02_07	80	10,8	350	237	113	-	35,82	-	Misto (5)
A_02_08	80	11,3	350	230	120	-	35,83	-	Concertina (6)
A_02_09	80	11,7	350	226	124	-	35,90	-	Misto (5)
A_02_10	80	12,1	350	224	126	-	35,93	-	Concertina (8)
A_02_11	80	12,5	350	217	133	-	35,96	-	Misto (5)
A_02_12	80	12,9	350	207	143	-	35,99	-	Misto (5)
B_03_01	433	4,17	500	418	82	38,58	40,73	5,6	Diamante (4)
B_03_02	433	4,87	500	396	104	41,94	41,43	1,2	Diamante (5)
B_03_03	433	5,54	500	356	144	40,22	42,02	4,5	Diamante (7)
B_03_04	433	5,78	500	342	158	42,12	42,21	0,2	Diamante (7)
B_03_05	433	6,28	500	311	189	40,77	42,61	4,5	Diamante (8)
B_02_01	433	3,94	300	209	91	30,60	34,98	14,3	Diamante (4)
B_02_02	433	3,74	300	218	82	31,54	34,95	10,8	Diamante (3)
B_01_01	433	4,12	500	-	-	-	38,09	-	Global
B_01_02	433	3,62	350	282	68	38,83	37,99	2,2	Diamante (2)



A\_02\_01



A\_02\_02



A\_02\_03



A\_02\_04



A\_02\_05



A\_02\_06



A\_02\_07



A\_02\_08



A\_02\_09



A\_02\_10

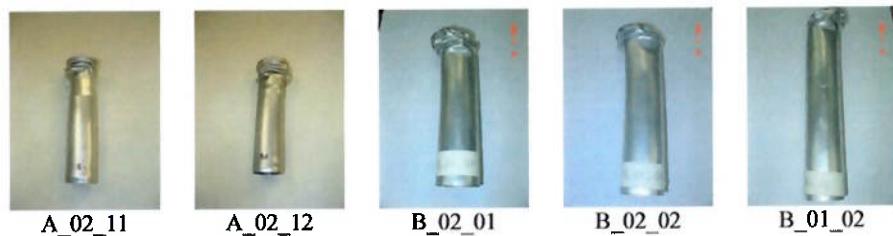


Figura 8.2 Resultado dos experimentos da Tabela 8.2



Figura 8.3 Espécimes *B\_03* após os ensaios

Os ensaios com os espécimes *A* não tem informação sobre força média experimental devido a problemas descobertos posteriormente ao ensaio. O sensor de altura de queda do martelo do GMSIE apresentou problemas de medição, portanto as informações de velocidade inicial  $V_0$  a partir da eq.(61) são incorretas.

Como pôde ser observado, os tubos *A\_02\_01* e *B\_02\_01* sofreram flambagem do modo global, sendo assim, comprimentos da ordem de 500 mm para essa seção transversal inviabilizam seu aproveitamento como estruturas absorvedoras de energia a baixas velocidades, pois superam o comprimento crítico de flambagem conforme explorado por [6].

A comparação dos resultados calculados de força média teórica e experimental leva a erros flutuantes de até 15 %. Para os tubos do *Mat<sub>3</sub>* esses erros são menores e servem para ser ter uma boa idéia inicial de força média do tubo. Para verificar o modelo do item 4.1 foram utilizados os resultados de *B\_03\_02* e *B\_03\_05*, realizados com tubos de mesmas dimensões e mesma massa de impacto, variando-se apenas as velocidades. É

esperado então um dos comportamento verificado no item 4.1, mais especificamente um aumento do tempo de desaceleração da massa de impacto. As Figura 8.4 e Figura 8.5 apresentam a sobreposição das curvas teóricas e experimentais.

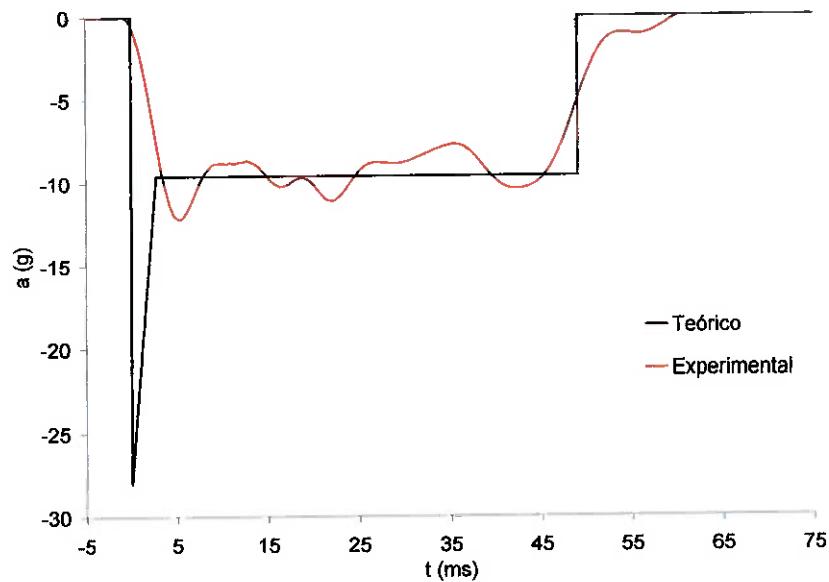


Figura 8.4 Curva de desaceleração experimental e teórica para o espécime *B\_03\_02*

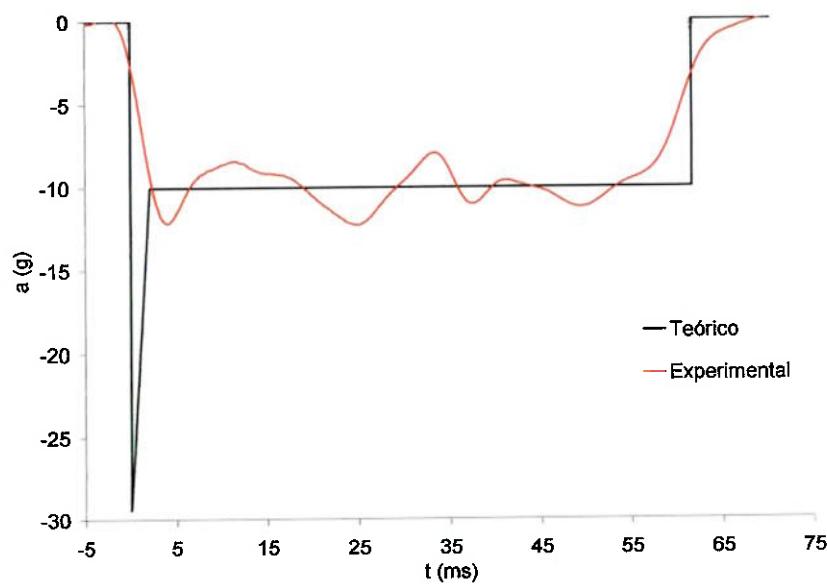


Figura 8.5 Curva de desaceleração experimental e teórica para o espécime *B\_03\_05*

De fato foi observado experimentalmente o comportamento previsto pelo modelo teórico, tanto em magnitude da desaceleração média quanto em tempo de desaceleração. Vale ressaltar que o aspecto atenuado da curva de desaceleração teórica no seu início ( $t_0$ ) e final ( $t_f$ ) ocorre devido à filtragem do sinal em CFC 60. O processo de filtragem infelizmente elimina o indício de desaceleração de pico por ser uma informação de freqüência acima da freqüência de corte da filtragem. No entanto, ao analisar a duração do tempo total de desaceleração, pode-se concluir que de fato a desaceleração de pico pouco influiu na desaceleração global da massa de impacto, confirmando assim, a hipótese que desconsidera a desaceleração de pico para o modelo de impacto em mais de um tubo adotada no item 4.2.

## 8.2 Impacto em Dois Tubos

Os experimentos em dois tubos foram realizados para validar a metodologia de cálculo direta exposta no item 4.2. Para tal foram utilizados os tubos de  $Mat_1$  e  $Mat_2$ , conforme os pares descritos pela Tabela 8.3, a Figura 8.6 e Figura 8.7 ilustram os espécimes após os ensaios.

Tabela 8.3 Dados dos experimentos em dois tubos

Espécime	G (kg)	$V_0$ (m/s)	Comprimento (mm)			Dobras
			Inicial	Final	Def.	
B_02_03	433	4,58	300	239	61	Diamante (3)
B_02_04	433	4,58	300	239	61	Diamante (3)
B_02_05	433	4,75	300	220	80	Diamante (4)
B_02_06	433	4,75	270	220	50	Diamante (2)
B_02_07	433	4,73	300	206	94	Diamante (4)
B_02_08	433	4,73	240	206	34	Diamante (2)
B_01_03	433	4,79	350	-	-	Global
B_01_04	433	4,79	320	-	-	-
B_01_05	433	4,66	350	272	78	Diamante (3)
B_01_06	433	4,66	300	272	28	Diamante (2)



Figura 8.6 Resultados dos experimentos da Tabela 8.3



Figura 8.7 Espécimes B\_01\_03 e B\_01\_04 após impacto

Para traçar a curva de desaceleração da massa de impacto, a força média do tubo adotada para o cálculo corresponde à média experimental dos ensaios em um tubo (Tabela 8.2) para o  $Mat_2$ , já que para este material a formulação teórica de força média fornece um resultado de erro elevado (cerca de 14 %) que poderia comprometer a comparação do método teórico de cálculo da curva de desaceleração com o resultado experimental. A Figura 8.8 mostra a sobreposição das curvas teórica e experimental para o ensaio de impacto nos espécimes B\_02\_07 e B\_02\_08 .

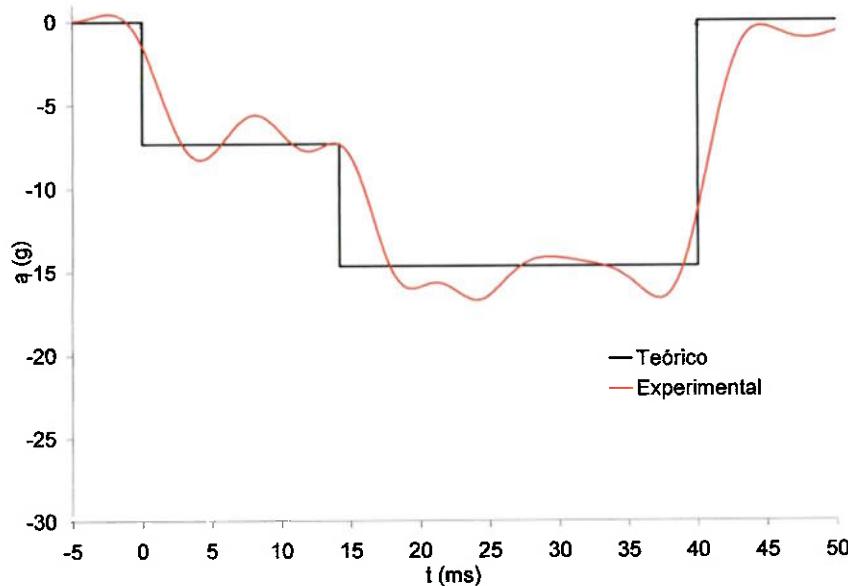


Figura 8.8 Curva de desaceleração experimental e teórica para os espécimes *B\_02\_07* e *B\_02\_08*

Como pode ser observado, o modelo de impacto em dois tubos descreve o fenômeno de maneira satisfatória. As hipóteses tomadas foram razoáveis e o modelo validado.

### 8.3 Impacto em *N* Tubos

A metodologia de cálculo do modelo demonstrado no item 4.3 foi implementada em forma de algoritmo numa planilha eletrônica em *MS Excel*, a partir daí foi possível simular diversas entradas ( $G$ ,  $PAT$ ,  $\Delta t_{PAT}$  e  $t_{ent}$ ) que o programa calculava os comprimentos e quantidades de tubo.

Para validar o programa, foram ensaiadas curvas que correspondem aos requisitos reais de normas de segurança veicular (vide Anexo A). Os tubos ensaiados são de *Mat<sub>3</sub>* e a força média utilizada pelo software é a média experimental calculada com os dados da Tabela 8.2, o equipamento utilizado nestes testes foi descrito no item 7.3.

Para o primeiro ensaio de validação, buscou-se atender os requisitos de norma para ensaio de cadeira de criança (FMVSS 213, ECE R-44 e NBR 14400). Para tal, a

curva de desaceleração do trenó deve permanecer no interior do corredor especificado pela norma. A Figura 8.9 ilustra o corredor e a curva teórica de desaceleração do trenó calculada pelo programa a partir dos dados de entrada.

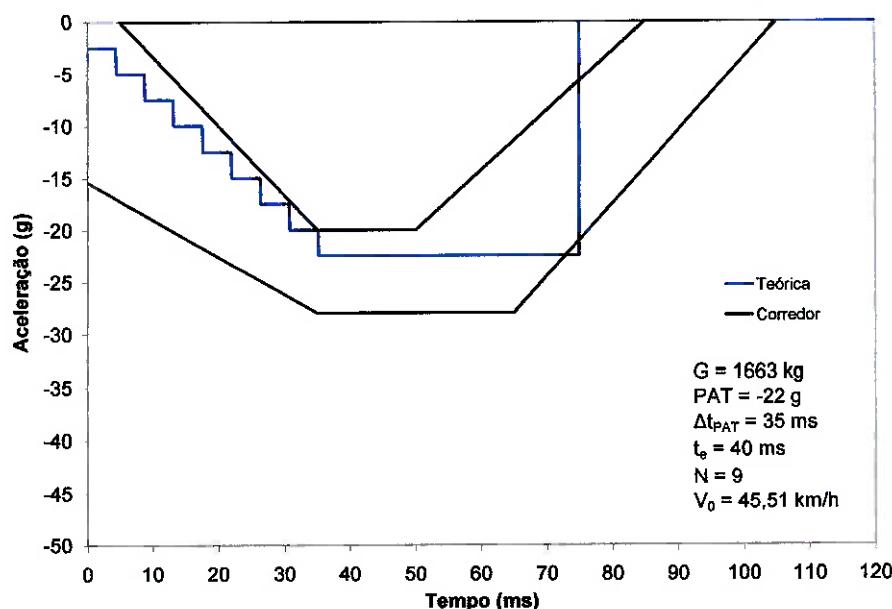


Figura 8.9 Corredor e curva teórica para ensaio de cadeira de criança

Tabela 8.4 Tubos para ensaio de cadeira de criança (medidas em mm)

$L_N$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$	$L_8$
852	798	744	690	638	588	541	497	457

Com os resultados calculados pelo programa de velocidade inicial ( $V_0 = 45,51 \text{ km/h}$ ), quantidade ( $N = 9$ ) e comprimento dos tubos (Tabela 8.4), foi possível realizar o ensaio. A Figura 8.10 mostra o conjunto de tubos antes e depois do ensaio.

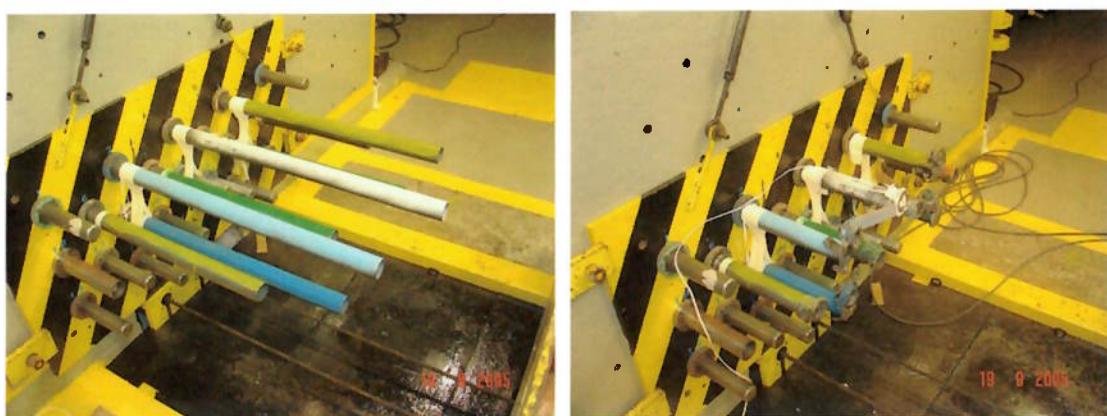


Figura 8.10 Tubos do teste de cadeira de criança antes depois do impacto

O resultado experimental pode ser visualizado pela Figura 8.11.

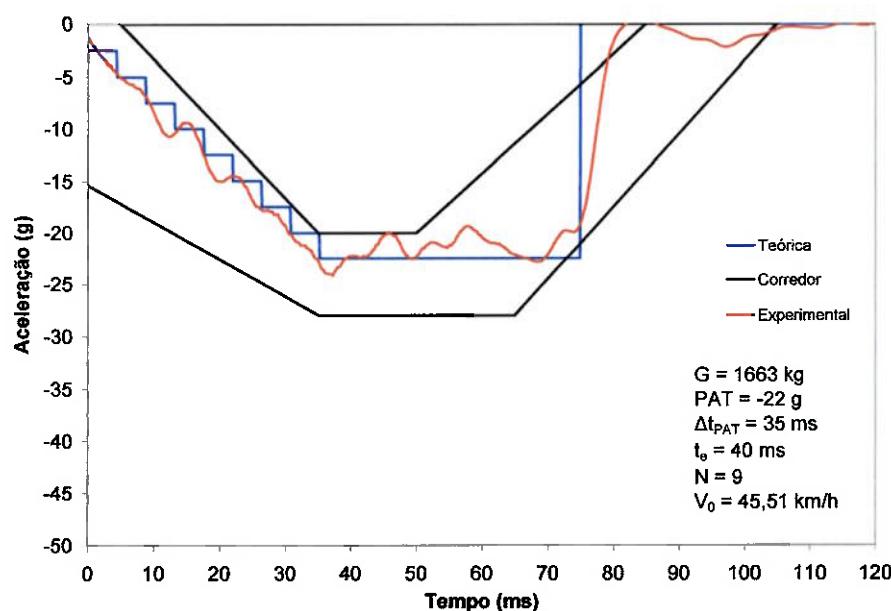


Figura 8.11 Curva de desaceleração experimental e teórica do ensaio de cadeira de criança

O resultado foi extremamente satisfatório, a curva experimental não só manteve dentro dos limites estabelecidos pela norma como também acompanhou sistematicamente a curva teórica, comprovando a eficácia do modelo proposto.

O segundo ensaio de validação procurou atender às normas de homologação de cintos de segurança (FMVSS 209, ECE R-16 e NBR 7338). A Figura 8.12 ilustra num mesmo gráfico o corredor de desaceleração, a curva teórica calculada pelo programa e a experimental do teste. Os comprimentos dos tubos são dados pela Tabela 8.5.

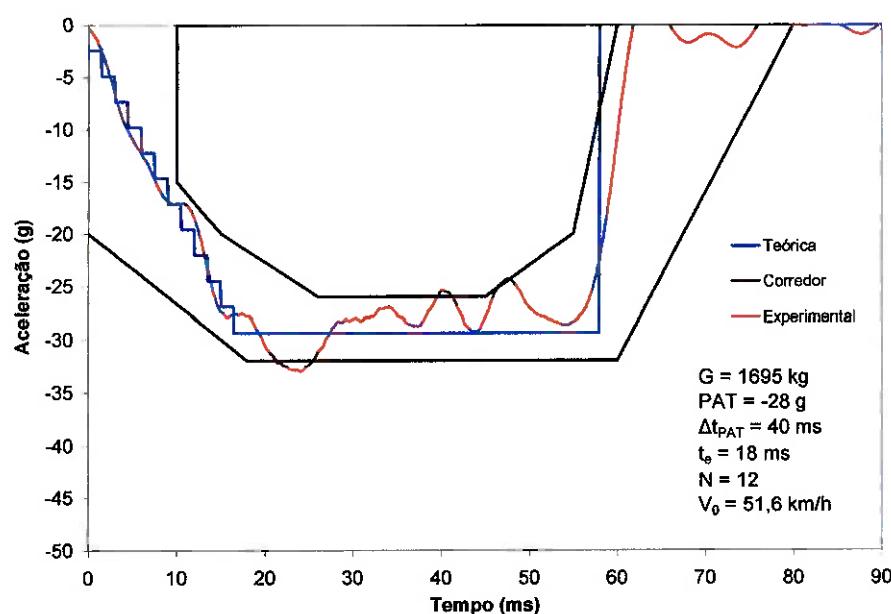


Figura 8.12 Curva de desaceleração experimental e teórica do ensaio de cintos de segurança

Tabela 8.5 Tubos para ensaio de cintos de segurança (medidas em mm)

$L_N$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$	$L_8$	$L_9$	$L_{10}$	$L_{11}$
752	732	711	690	669	648	627	607	587	568	549	531

O ensaio novamente foi satisfatório, a curva experimental permaneceu dentro dos limites estabelecidos pela norma de maneira aceitável. Neste caso pode se notar uma proeminência maior da força de pico por volta de 25 ms, instante em que o trenó atinge o último tubo. Esse comportamento certamente está relacionado com a condição da extremidade do tubo, que pode variar dependendo da forma como este é cortado.

Os tubos da Figura 8.10, assim como os espécimes *B\_03*, foram cortados de forma que suas extremidades ficassem arredondadas conforme esquema (a) da Figura

8.13. Já os tubos do ensaio de cintos de segurança foram cortados conforme esquema (b).

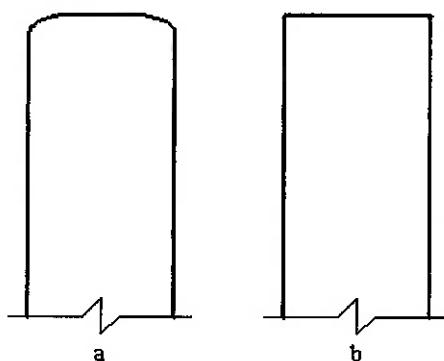


Figura 8.13 Extremidade dos tubos (a) ensaio de cadeira de criança e (b) ensaio de cinto de segurança

O que se pode esperar é que tubos com extremidades arredondadas oferecem resistência inicial ao amassamento inferior do que tubos com extremidades retas. Isso significa que a força de pico discutida anteriormente pode ser afetada pela condição da extremidade do tubo. A comparação das desacelerações de pico observada nos ensaios de cadeira de criança e cintos de segurança reforça essa hipótese. Infelizmente não foram encontrados na literatura estudos específicos que comprovem esse comportamento.

## 9. CONCLUSÕES

O trabalho atingiu plenamente o objetivo proposto de desenvolver uma metodologia de cálculo que resulte na quantidade e comprimento de tubos ideal para se obter uma determinada curva de desaceleração.

Modelos analíticos de colapso progressivo de tubos foram estudados e utilizados para o desenvolvimento de modelos que descrevem a curva de desaceleração da massa de impacto. O primeiro modelo considerava a força de pico do impacto em um tubo e após algumas hipóteses o modelo de impacto em dois tubos foi desenvolvido. Ensaios experimentais comprovaram a eficácia do modelo e a validade das hipóteses adotadas, como por exemplo, a baixa influência da força de pico a velocidades mais altas e considerações sobre a taxa de deformação dos materiais.

Na seqüência, o modelo de impacto em  $N$  tubos foi desenvolvido e proposto sob forma algorítmica, simulações numéricas e ensaios experimentais de impacto baseados no programa foram realizados e confrontados, validando o mesmo. Apesar dos modelos analíticos de cálculo de força média fornecerem resultados algumas vezes próximos de resultados experimentais, a sua utilização para o programa não é confiável, sendo aconselhável o levantamento experimental da força média do tubo a ser utilizado. Foi verificado também que o formato das extremidades dos tubos pode influenciar significativamente a força de pico dos tubos, sendo que esse assunto pode ser abordado em trabalhos futuros.

A implementação do programa para ensaios de trenó reduzirá significativamente o número de ensaios para desenvolvimento de curvas, que anteriormente eram encontradas empiricamente. Os benefícios do programa vão além da redução de custos de desenvolvimento de itens de segurança, acelerando também os desenvolvimentos e reduzindo a sobrecarga da pista de ensaios veiculares, permitindo que mais crash tests sejam realizados.

## 10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] The Safety Concept of the New Golf. Company Target Safety Quality. VWAG.
- [2] S. R. REID. Plastic deformation mechanism in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 35(12):1035-1052, 1993.
- [3] N. JONES. *Structural Impact*, CUP, 1997.
- [4] A. PUGSLEY E M. MACAULAY, The large-scale crumpling of thin cylindrical columns. *Q. J. of Mechanics and Applied Mathematics*, 13:1-9, 1960.
- [5] J. M. ALEXANDER. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial load.. *Q. J. of Mechanics and Applied Mathematics*, 13:10-15, 1960.
- [6] D. KARAGIOZOVA, M. ALVES. Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact – Part I: Experimental and numerical observations. *International Journal of Solids and Structures*, 41(2004) 1565-1580, 2003.
- [7] D. KARAGIOZOVA, M. ALVES. Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact – Part II: Theoretical analysis. *International Journal of Solids and Structures*, 41(2004) 1581-1604.
- [8] K. MURASE E N. JONES. The variation of modes in the dynamic axial plastic buckling of circular tubes.. In N.K. Gupta , editor, *Plasticity and Impact Mechanics* , pages 222-237. Wiley Eastern Ltd., New Dehli, 1993.
- [9] D. KARAGIOZOVA, E N. JONES. Multi-degrees of freedom model for dynamic buckling of an elastic-plastic structure. *International Journal of Solids and Structures*, 33(23):3377-3398, 1996.
- [10] D. KARAGIOZOVA, E N. JONES. Dynamic buckling of a simple elastic-plastic model under pulse loading. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 27(6):981-1005, 1992.
- [11] D. KARAGIOZOVA, M. ALVES E N. JONES. Inertia effects in axisymmetrically deformed cylindrical shells under axial impact. *International Journal of Impact Engineering*, 24 (2000) 1083-1115.

- [12] D. KARAGIOZOVA, M. ALVES E N. JONES. Inertia effects on buckling transition of shells subjected to axial impact. International Journal of Impact Engineering, 24 (2000) 1083-1115.
- [13] S. R. GUILLOW, G. LU E R. H. GRZBIETA. Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes. Inter. J. of Mechanical Sci., 43 2103-2123, 2001.
- [14] W. ABRAMOWICZ E N. JONES. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. International Journal of Impact Engineering, 4 (1986) 243-270.
- [15] AMERICAN SOCIETY FOR METALS. Metals Handbook. Metals Park, Ohio : ASM, 1988.
- [16] S. S. TERAMOTO. Flambagem progressiva e global de cascas sujeitas a impacto axial. Dissertação (mestrado). EPUSP, São Paulo, 2004.
- [17] N. K. GUPTA E NAGESH. Experimental and numerical studies of the collapse of thin walled tubes under axial compression. Latin American Journal of Solids and Structures, 1 (2004) 233-260.
- [18] Material Web, site de propriedades de diversos materiais. Disponível em <<http://www.matweb.com>>. Acesso em 07 de maio de 2005.
- [19] HUANG M. Vehicle Crash Mechanics. In N.K. SAE Internacional 2002.
- [20] Site oficial da European New Car Assessment Programme. Disponível em <<http://www.euroncap.com>>. Acesso em 07 de maio de 2005.
- [21] ECE Regulation No. 17. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the seats, their anchorages and head restraints. 2002.
- [22] ECE Regulation No. 16. Uniform provision concerning the approval of: I Safety belts and restraint systems for occupants of power-driven vehicles; II vehicles equipped with safety belts. 2002.
- [23] ECE Regulation No. 44. Uniform provision concerning the approval of restraining devices for child occupants of power driven vehicles. (“CHILD RESTRAINT SYSTEM”). 2004.
- [24] Portal de informações sobre resultados de crash tests. Disponível em <<http://www.crashtest.com>>. Acesso em 10 de maio de 2005.

- [25] Via Systems, fabricante de trenós para testes. Disponível em <<http://www.paintcreek.com>>. Acesso em 23 de junho de 2005.
- [26] MTS Systems, fabricante de trenós para testes. Disponível em <<http://www.mts.com/menusystem.asp?DataSource=0&NodeID=1122>>. Acesso em 23 de junho de 2005.
- [27] Hyge, fabricante de trenós para testes. Disponível em <<http://www.hyge.com/>>. Acesso em 23 de junho de 2005.

### **Sites Relacionados**

Site oficial da National Highway Traffic Safety Administration. Disponível em <<http://www.nhtsa.dot.gov>>. Acesso em 07 de maio de 2005.

Site oficial do CESVI (Centro de Experimentação e Segurança Viária). Disponível em <<http://www.cesvibrasil.com.br/index.asp>>. Acesso em 07 de maio de 2005.

Portal do Engenheiro de Segurança Veicular. Disponível em <<http://www.crash-network.com>>. Acesso em 07 de maio de 2005.

Portal para profissionais da área de crash test. Disponível em <<http://www.passivesafetytesting.com>>. Acesso em 07 de maio de 2005.

## ANEXO A

### **Regulamentações, Normas e Ensaios em Segurança Veicular**

As normas americanas de segurança veicular FMVSS (Federal Motor Vehicle Standard) são emitidas pela NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) sob um mandato legislativo. Essas normas exigem um nível mínimo de desempenho em segurança de tal maneira que o público esteja protegido contra riscos de acidentes provocados por falha de projeto e construção, assim como proteção contra risco de morte em casos de colisões. As normas européias possuem o mesmo objetivo, são emitidas pela ECE (Economic Commission for Europe) e regulamentadas pela EEC (European Economic Community). No Brasil, a regulamentação é feita pelas resoluções do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) e portarias do DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito), que por sua vez, podem requisitar normas ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) e NBR.

Em geral, os fabricantes de veículos realizam ensaios de segurança veicular por três motivos:

- Pesquisa e desenvolvimento em engenharia do produto com o objetivo de projetar veículos mais seguros.
- Atender a legislações vigentes, principalmente a americana e européia a fim de obter aprovação oficial e homologação para produção em diversos países;
- Atender a requisitos e avaliações de testes de mercado, como a EuroNCAP, US-NCAP, JNCAP e etc;

Apesar de não ser classificada como norma, os testes da NCAP (New Car Assessment Programme) são realizados pelas montadoras, pois seus resultados são parâmetros mundialmente reconhecidos em segurança veicular, classificando os carros

em estrelas quanto ao seu nível de segurança. Os principais ensaios são o de impacto frontal e impacto lateral com barreira móvel. Existem também os ensaios de impacto lateral contra poste e de proteção a pedestres.

No ensaio de impacto frontal, o veículo a 64 km/h (40 mph) colide contra uma barreira deformável que atua sobre 40 % da largura máxima do veículo (sem considerar os espelhos retrovisores). A Figura A 1 ilustra o ensaio.

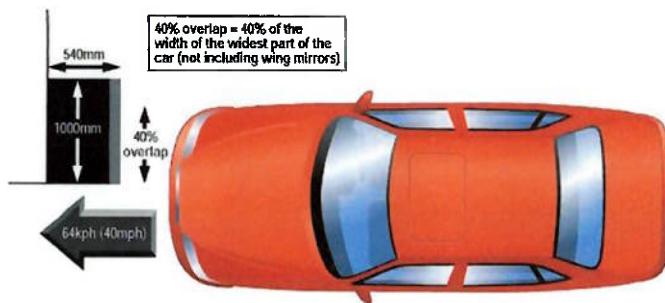


Figura A 1. Ensaio de impacto frontal *offset* segundo EuroNCAP [20]

No ensaio de impacto lateral, uma barreira móvel com frente de impacto deformável colide a 50 km/h (30mph) do lado do motorista na direção do ponto H, conforme Figura A 2.

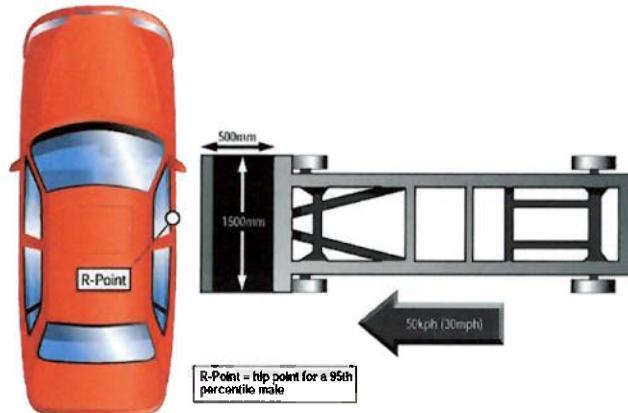


Figura A 2. Ensaio de impacto lateral segundo EuroNCAP [20]

Nos testes de impacto, geralmente são utilizados manequins antropométricos instrumentados com acelerômetros, transdutores e células de carga para avaliação de

índices biomecânicos (cabeça, pescoço, tórax e etc.), que representam níveis de dano ao ocupante. Os manequins mais utilizados são o SID III (Side Impact Dummy) e o *Hybrid III*, com modelos que representam 50 % e 95 % da população masculina e 5 % a da população feminina. Existem ainda os manequins para ensaios de cadeira de criança, representando crianças de doze meses, três, seis e dez anos de idade.

### **Ensaios Dinâmicos em Segurança Veicular**

#### **Ensaio Dinâmico de Fechaduras**

- FMVSS 206 – Fechaduras de Portas e seus Componentes de Retenção
- 70/387 EEC - Portas, Fechaduras e Sistemas de Retenção.
- ECE R-11 – Portas, Fechaduras e Sistemas de Retenção.
- CONTRAN 463/73 item 12 – Fechaduras e Dobradiças de Portas Laterais
- NBR 8359/1994 – Fechaduras e Dobradiças de Portas Laterais de Veículos Rodoviários Automotores – Determinação das Características

O principal escopo dessas normas/regulamentações é definir requisitos para fechaduras, travas, dobradiças e demais componentes a fim de se minimizar as possibilidades dos ocupantes serem projetados para fora do veículo no caso de um acidente.

Os requisitos estabelecidos são relacionados a testes estáticos e dinâmicos nos componentes, onde uma carga mínima deve ser suportada em cada tipo de ensaio. No caso dos testes dinâmicos, o conjunto (destravado) deve ser submetido a uma desaceleração de 30 g a 36 g durante 30 ms (período mínimo de solicitação especificados pela ECE R11 e NBR 8459) nas direções longitudinal e transversal em ambos os sentidos, durante o teste as portas devem permanecer fechadas. Os conjuntos de portas são montados no trenó e o ensaio é realizado impactando o mesmo no conjunto de tubos. Na Figura A 3 a área hachurada corresponde a região em que a curva de desaceleração (filtrada em CFC 60) resultante deve estar inserida.

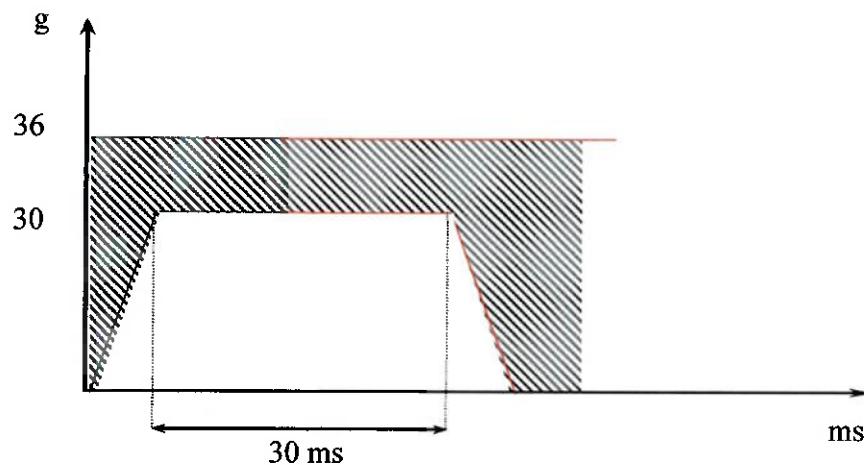


Figura A 3. Corredor de desaceleração do trenó para ensaio de fechadura

#### Ensaio Dinâmico de Bagageiro de Teto

- DIN 75302 – Bagageiro de Teto para Carros de Passeio

Estabelece parâmetros para o desenvolvimento de bagageiro de teto. O ensaio dinâmico corresponde a uma simulação de acidente com colisão urbana a 32 km/h de velocidade de impacto, solicitação de 8 g a 12 g com duração de 90 ms conforme Figura A 4. A carga de ensaio corresponde a carga admissível no teto mais 20 % de segurança. A simulação pode ser feita com o impacto de trenó de teste, com a montagem da carroceria com o bagageiro de teto carregado e sinal filtrado em CFC 60.

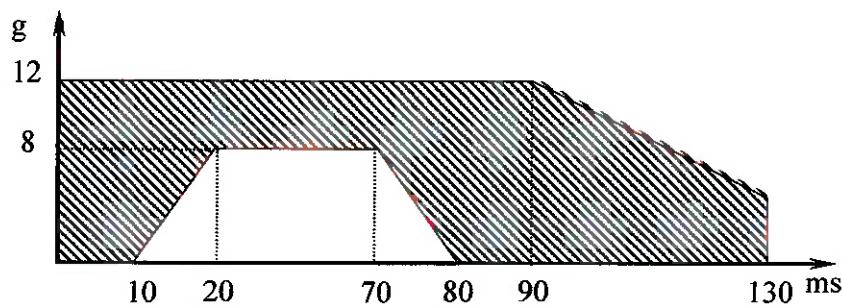


Figura A 4. Corredor de desaceleração do trenó para ensaio de bagageiro de teto

### Ensaios de Bancos

- ECE R-17 – Bancos, suas Ancoragens e Apoios de Cabeça
- 74/408 EEC – Banco, suas Ancoragens e Apoios de Cabeça
- CONTRAN 463/73 item 3 – Ancoragem dos Assentos
- FMVSS 207 – Bancos, Montagem e Fixação

**Ensaio Dinâmico Vazio** – O conjunto de bancos traseiros ou dianteiros devem ser montados na carroceria, que por sua vez deve ser ancorada no trenó de testes dinâmicos, sem bonecos antropométricos. O trenó deve ser submetido a pior das duas condições descritas a seguir: desaceleração maior ou igual a 20 g durante 30 ms (Figura A 6); simulação da curva de desaceleração obtida em *crash test* conforme metodologia EuroNCAP (impacto offset 40 % a 64 km/h). O teste deve ser realizado nas em ambas as direções de rodagem (segundo ECE R 17), vide exemplo Figura A 5. Os travamentos, ancoragens e regulagens não podem se soltar e precisam manter a funcionalidade após o impacto, é permitida a ocorrência de deformação plástica.

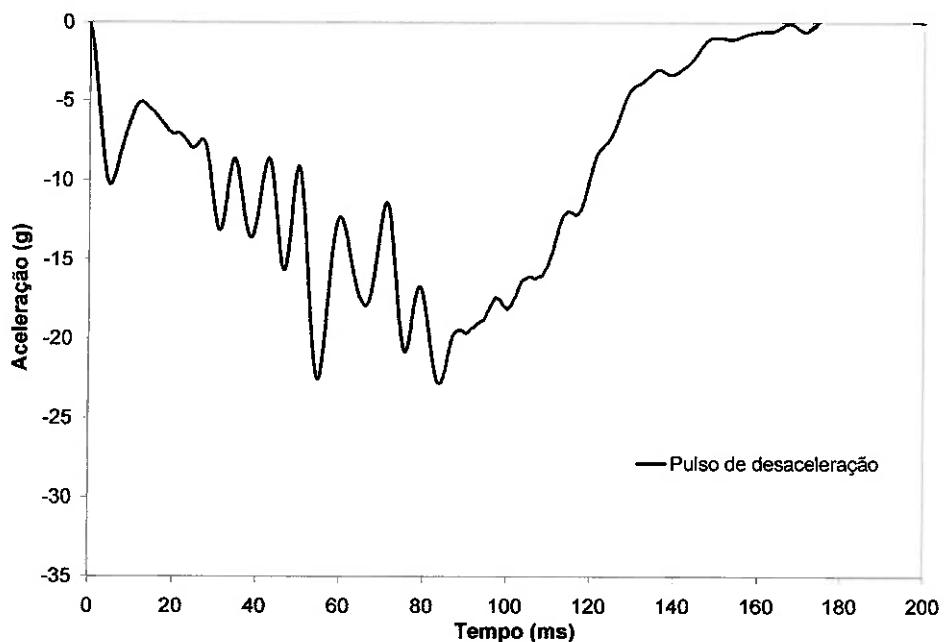


Figura A 5. Curva obtida de *crash test* EuroNCAP

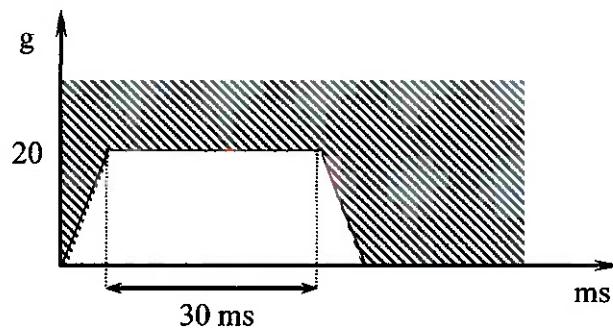


Figura A 6. Corredor de desaceleração para ensaio de bancos

A mesma solicitação serve para testes de ancoragem de extintores de incêndio, executado com peças novas e com peças provenientes de testes de durabilidade forçada. Após o impacto não deverá haver avarias no sistema de fixação do suporte do extintor de incêndio e na ancoragem dos assentos.

**Simulação de Impacto Frontal em Transporte de Carga – Teste para verificação do comportamento dos bancos traseiros em simulação de impacto frontal com carga.** A carga corresponde a dois cubos de 18 kg com 300 mm de aresta, posicionados conforme Figura A 7.

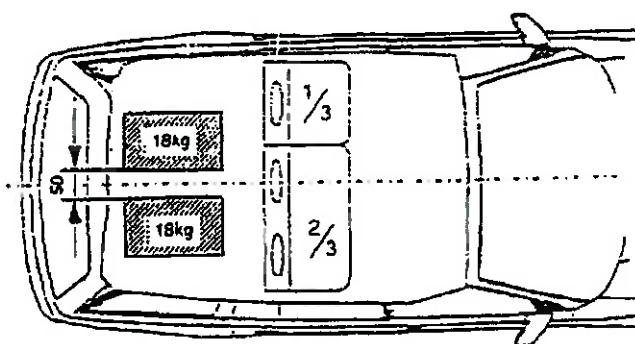
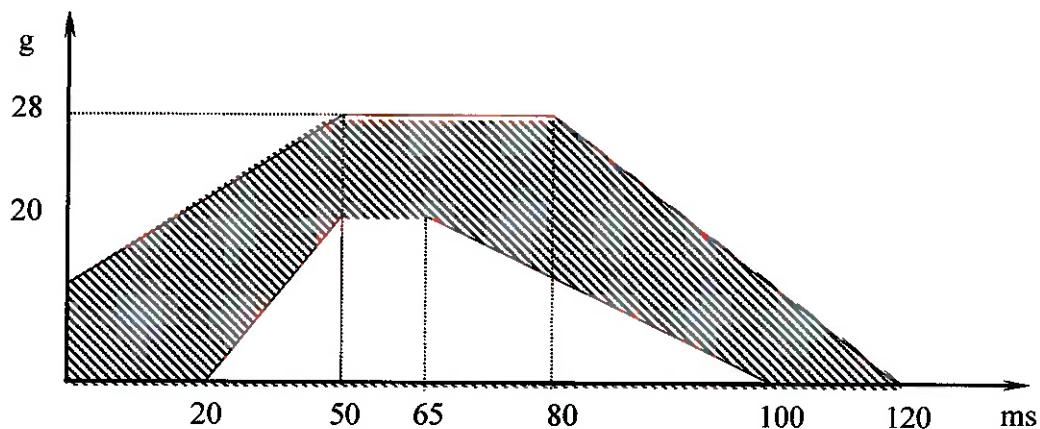


Figura A 7. Posicionamento das cargas para o ensaio de transporte de cargas [21]

A carroceria é montada no trenó, que deve ser submetido a uma curva de desaceleração compreendido entre o corredor ilustrado na Figura A 8, o sinal deve ser filtrado CFC 60 ou CFC 180.



**Figura A 8. Corredor de desaceleração para ensaio de transporte de carga**

Nenhuma peça do sistema do banco traseiro, dos equipamentos de retenção traseiros ou suas ancoragens poderá perder função ou soltar-se, no caso de deformação, não poderão surgir cantos vivos e bordas que possam colocar os passageiros em risco adicional.

#### **Ensaios Dinâmicos de Painel de Instrumentos**

- ECE R-12

Submete-se o conjunto painel de instrumentos a uma desaceleração correspondente ao impacto de um veículo simulando um impacto frontal, a 48,3 km/h em uma barreira rígida e indeformável. O conjunto é montado sobre o trenó de testes em três direções, para simular também impacto traseiro e lateral, a fim de analisar os possíveis ferimentos aos ocupantes.

#### **Ensaios Dinâmicos de Cintos de Segurança**

- ECE R-16
- FMVSS 209
- CONTRAN 658/85
- NBR 7338

Para o ensaio dinâmico dos cintos de segurança, estes devem ser montados em um trenó de testes, o qual deve estar equipado com um assento com manequim e uma ancoragem. O tipo de fixação não deve permitir que os pontos de ancoragem, assentos ou cintos de segurança possam ser reforçados ou a deformação normal da estrutura seja enfraquecida. Não deve existir nenhuma parte dianteira do veículo que possa restringir o movimento para frente do manequim, exceto seu pé, e dessa forma diminuir a carga submetida ao sistema de retenção durante o ensaio.

O trenó deve impactar a uma velocidade de 50 km/h +/- 1 km/h, desacelerar em uma distância de 400 mm +/- 50 mm e manter-se sempre na horizontal durante o retardamento. A curva de desaceleração do trenó deve permanecer dentro da área hachurada da Figura A 9.

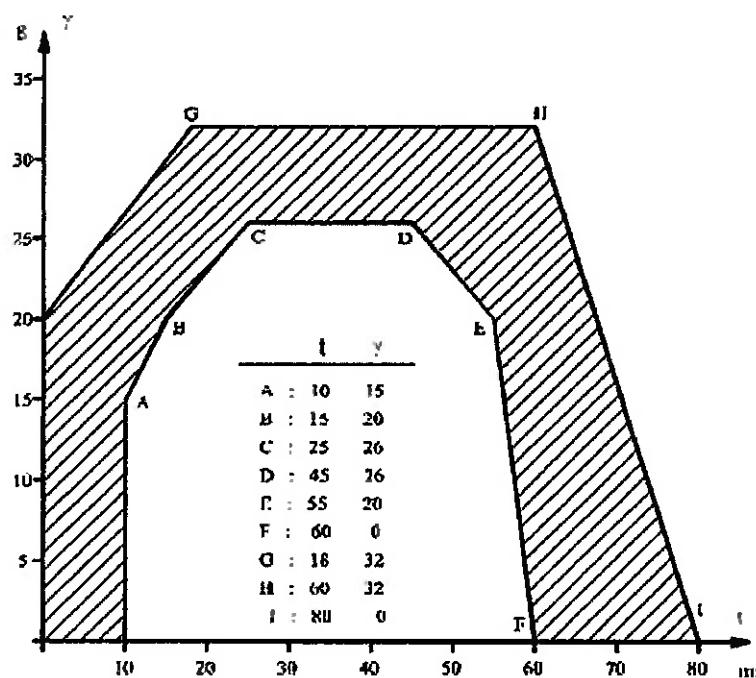


Figura A 9. Corredor de desaceleração para ensaio de cintos de segurança [22]

Após o impacto, a disposição do sistema de retenção e suas peças rígidas (sem abertura do fecho) devem ser controladas visualmente sobre quebras e danos. Os sinais devem ser filtrados CFC 60.

### Ensaios de Cadeira de Criança

- FMVSS 213
- ECE R-44
- NBR 14400

O ensaio dinâmico é o mais crítico, pois verifica a capacidade da cadeira de reter a criança em caso de acidente ou freada violenta, evitando danos que possam ser fatais. Para isso, a cadeira é instalada em um veículo que simula a desaceleração brusca definida pela norma. Durante o ensaio, nenhuma parte do dispositivo de retenção para crianças com a função de manter a criança em posição deve romper, e o fecho, o sistema de travas ou o sistema de deslocamento não devem se desengatar. São utilizados bonecos antropométricos simulando crianças em determinadas idades, neles são obtidos dados de deslocamento da cabeça e aceleração do tórax, assim como penetração abdominal.

Para as normas européia e nacional, a curva de desaceleração do trenó em simulação de impacto frontal deve estar compreendida entre o corredor ilustrado pela Figura A 10.

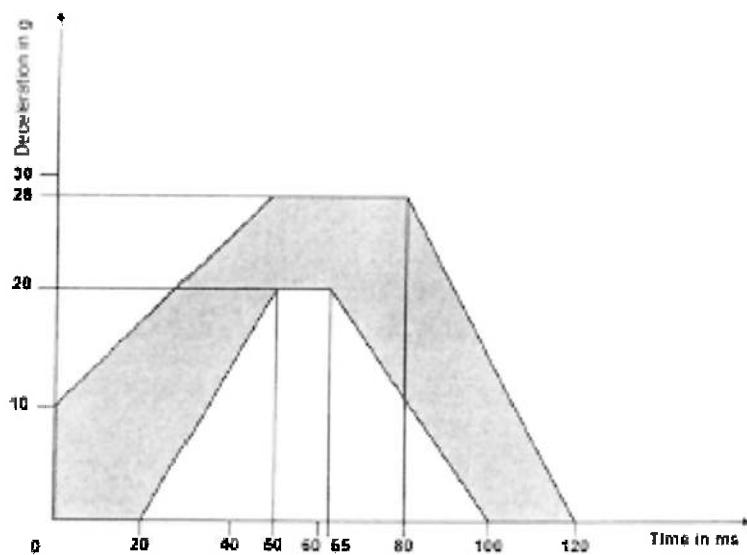


Figura A 10. Corredor de desaceleração para impacto frontal [23]

Para a simulação de impacto traseiro, a montagem deve ser invertida em 180° e a curva deve seguir os requisitos da Figura A 11. A velocidade de ensaio deve estar entre 30 km/h e 32 km/h, e a distância de desaceleração de 275 mm +/- 20 mm.

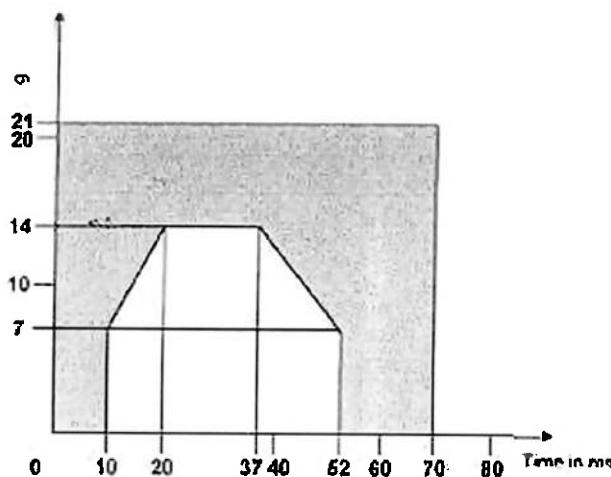


Figura A 11. Curva de desaceleração para impacto traseiro em ensaio de cadeira de criança [23]

#### Ensaios de Desenvolvimento

Muitos ensaios dinâmicos são realizados para desenvolvimentos dos diversos componentes de segurança passiva (bancos, cintos de segurança, *airbag*, cadeira de criança e outros componentes internos). Esses ensaios não são definidos por normas externas (ECE, FMVSS, NBR e etc), mas sim determinados por regulamentos e instruções internas das montadoras. A grande maioria desses ensaios procura simular nos componentes as solicitações comuns em *crash tests*, portanto, é de extrema importância não só conhecer essas solicitações, mas também saber reproduzi-las em ensaios de trenó.

Os principais *crash tests* são os frontais, laterais e traseiros, regidos pelas normas européias e americanas, conforme tabela abaixo.

Tabela A 1. Normas FMVSS e ECE para *crash tests*

Normas	Crash test		
	Frontal	Lateral	Traseiro
FMVSS	208	214	301
ECE	R 94	R 95	R 34

A maioria dos *crash tests* laterais são realizados com o impacto de uma barreira móvel de 950 kg a 50 km/h (30 mph) centrado na direção do motorista, conforme ilustrado na Figura A 2 sob metodologia NCAP. Os testes da norma americana são diferentes, uma barreira móvel de 1370 kg atinge o lado esquerdo do veículo duas vezes, uma na direção do motorista e outra na direção do passageiro atrás do motorista. Enquanto que o impacto da NCAP ocorre a 90°, o impacto da norma americana ocorre com as rodas da barreira giradas em 27° para a direita a uma velocidade de 61 km/h (38 mph) conforme Figura A 12.

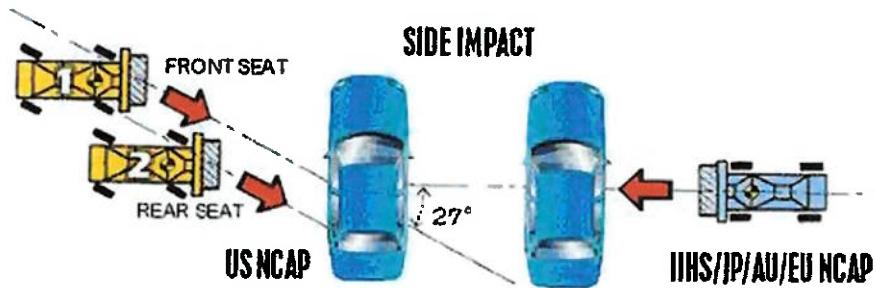


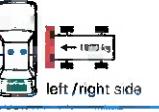
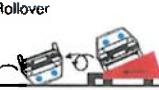
Figura A 12. Impacto lateral segundo NCAP [24]

Um exemplo de ensaio de desenvolvimento é o de simulação de impacto frontal com manequins. O teste é realizado com um conjunto de bancos dianteiros ou traseiros montados na carroceria, que por sua vez deve ser ancorada no trenó de testes dinâmicos. O posicionamento de manequins (para o teste de bancos traseiros podem ser dois 50 % nas extremidades ou apenas um 95 % em apenas um dos lados, e para o teste de bancos dianteiros dois manequins 50 %, um em cada banco). O trenó deve ser submetido a uma curva de desaceleração semelhante a obtida em *crash test* conforme metodologia EuroNCAP (impacto offset 40 % a 64 km/h), devendo ser adotado os pulsos de desaceleração mais recentes o veículo em questão. O sinal deve ser filtrado em CFC 60

ou CFC 180. O manequim não deve escorregar sob o cinto de segurança (efeito *submarining*), as peças do banco não devem quebrar ou rasgar, os equipamentos de regulagem e travamento precisam se manter intactos. É permitida deformação plástica desde esta não ponha os ocupantes em risco de ferimento.

A Tabela A 2 na página seguinte apresenta as diversas configurações de *crash tests* e seus objetivos, realizados pela engenharia de segurança veicular da VW.

Tabela A 2 Configurações de *crash tests* realizados pela VW

Frontal impact	Speed – (km/h)	Vehicle load	Object of test	Rear impact	Speed – (km/h)	Vehicle load	Object of test
	4 – 8	Unladen and gross vehicle weight	Bumpers		38 – 52	2 Occupants	Fuel leaks Vehicle structure Passenger compartment Stress on occupants Escape-worthiness
	48,3* – 52	Unladen weight	Steering displacement* Vehicle structure Passenger compartment Fuel leaks		40	5 – 7 Occupants	Passenger compartment Stress on occupants Escape-worthiness
	48,3* – 56,3	2 Occupants + Payload	Stress on occupants* Fuel leaks Vehicle structure Passenger compartment Escape-worthiness		48,3* – 52	2 Occupants + Payload	Fuel leaks Vehicle structure Passenger compartment Stress on occupants Escape-worthiness
	48,3 – 56,3	2 Occupants + Payload	Effect on exceptionally tall/small occupants		50	2 Occupants + Payload	Fuel leaks Vehicle structure Passenger compartment Stress on occupants Escape-worthiness
	48,3 – 56,3	5 Occupants	Stress on occupants Passenger compartment Escape-worthiness		15	2 Occupants + Payload	Repair costs
	48,3* – 53	2 Occupants + Payload	Stress on occupants* Fuel leaks Vehicle structure Passenger compartment Escape-worthiness	<b>Side impact</b>			
	55	2 Occupants	Stress on occupants Vehicle structure Passenger compartment Fuel leaks Escape-worthiness		32* – 35	1 Occupant + Payload	Fuel leaks Stress on occupants Vehicle structure Escape-worthiness
	15	1 Occupant	Repair costs		54	2 Occupants + Payload	Stress on occupants Passenger compartment Vehicle structure Escape-worthiness
	50	2 Occupants	Stress on occupants Vehicle structure Passenger compartment Fuel leaks Escape-worthiness		50	2 Occupants	Vehicle structure Stress on occupants Passenger compartment Escape-worthiness Fuel leaks
* Minimum legal requirements							
<b>Rear impact</b>							
	4 – 8	Unladen and gross vehicle weight	Bumpers	Additionally, the following crash tests are performed as part of safety research at VW:			
	38*	Unladen weight	Fuel leaks	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Frontal, oblique and rear impact vehicle-to-vehicle collisions, using smaller/same-size/bigger vehicles and non-VW vehicles as the other vehicle.</li> <li>○ Collisions with pedestrians and motorcycles in order to test protection of other road users.</li> <li>○ Side impact with different ram contours</li> <li>○ Longitudinal rollover tests</li> <li>○ Crash tests with child safety restraints</li> </ul>			

Additionally, the following crash tests are performed as part of safety research at VW:

- Frontal, oblique and rear impact vehicle-to-vehicle collisions, using smaller/same-size/bigger vehicles and non-VW vehicles as the other vehicle.
- Collisions with pedestrians and motorcycles in order to test protection of other road users.
- Side impact with different ram contours
- Longitudinal rollover tests
- Crash tests with child safety restraints

## ANEXO B

### Equipamentos existentes no mercado

Há atualmente no mercado alguns equipamentos que satisfazem as necessidades das montadoras e indústrias de autopeças para o desenvolvimento de seus produtos. São equipamentos caros, porém, capazes de fornecerem ótimos resultados. Dentre os principais fabricantes pode-se destacar a *Via Systems*, a *MTS* e *HYGE*.

A linha de equipamentos da *Via Systems* para impactos dinâmicos é chamada de HITS (*Horizontal Impact Test Sleds*), conforme ilustrado pela Figura B 1. A aplicação em testes de segurança veicular é vasta e atende as especificações das normas ECE R-16, R-17, R-44 e FMVSS 213, 208 e 202.



Figura B 1. Esquema do equipamento da *Via Systems* [25]

A carga ou sistema a ser ensaiado é montado em um trenó, que por sua vez é guiado por meio de trilhos e impulsionado por um motor pneumático. O impacto ocorre em um absorvedor de energia hidráulico, a desaceleração é obtida forçando o fluido do sistema em uma série de orifícios calibrados (ver Figura B 2) para resultar na curva de desaceleração desejada. Um software é utilizado para obter a configuração dos orifícios de acordo com o pulso de crash.

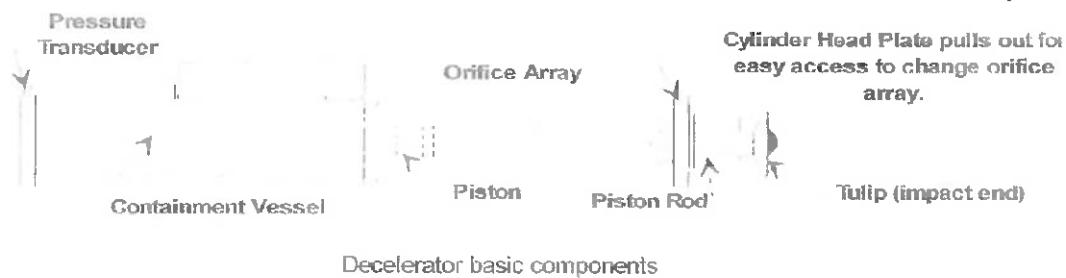


Figura B 2. Princípio de operação do sistema *Via Systems* [25]

O sistema de propulsão é formado por um par de pistões pneumáticos, os cilindros passam por baixo de todo o comprimento dos trilhos, sendo que o pistão puxa o trenó por meio de um cabo de aço até a zona de impacto. Para fornecer a pressão adequada ao teste, tanques de ar comprimido são usados como acumuladores. A pressão adequada para impulsionar o conjunto (considerando a massa, velocidade desejada e atrito) é calculada por um software. Assim que a pressão é atingida o disparo é liberado e o ar comprimido atua nos pistões, ao final do teste o sistema de controle libera qualquer pressão residual.

Os dados de operação dos modelos de HITS estão compilados na Tabela B 1.

Tabela B 1. Dados de operação da linha *Via Systems* [25]

Modelo	Aplicação	Carga máx.	Velocidade máx.	Comprimento
		(kg)	(m/s)	(m)
702	Solicitação dinâmica de estruturas	227	13,4	9,1
703	Solicitação dinâmica de estruturas	454	15,6	18,3
704	Sistemas de retenção automotivo	1134	15,6	30,5
704A	Sistemas de retenção automotivo	907	22,4	30,5
713	Sistemas de retenção automotivo	680	15,6	30,5
722	Estruturas/Sistemas de retenção	794	22,4	21,3
858	Sistemas de retenção aeroespacial	1361	24,6	30,5
865	Sistemas de retenção de veículos pesados	1701	15,6	36,6
885	Cadeiras de criança e sistemas de retenção	454	15,2	30,5
885A	Cadeiras de criança e sistemas de retenção	454	13,4	30,5
913	Sistemas de retenção automotivo	1134	15,6	30,5
922	Estruturas/Sistemas de retenção	794	22,4	30,5

Outro fabricante de simuladores de *crash test* é a *MTS Systems*, seu princípio de funcionamento é inverso, ou seja, o conjunto a ser ensaiado é acelerado no sentido inverso ao invés de ser desacelerado (Figura B 3).

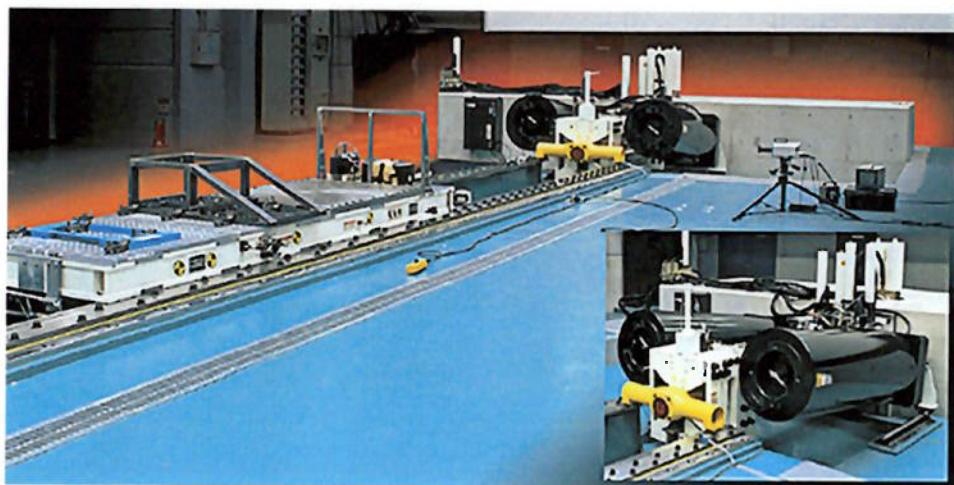


Figura B 3. Foto do dispositivo [26]

Para tal, o equipamento conta com um sistema de aceleração atuado através de uma válvula de gatilho de resposta rápida. A válvula libera fluido em alta pressão para a câmara de aceleração do atuador, conforme Figura B 4.

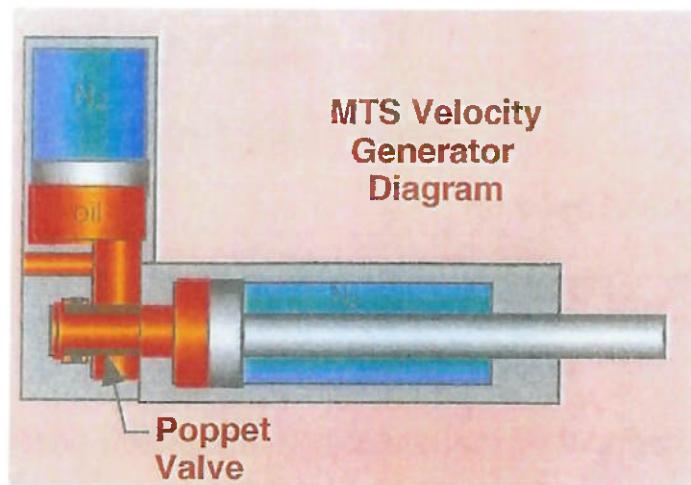


Figura B 4. Princípio de funcionamento do *MTS* [26]

Uma grande vantagem dos sistemas que “aceleram” ao invés de desacelerar é a de eliminar as variações de posição dos manequins no momento do impacto, pois partem do repouso. Já nos sistemas que desaceleraram pode ocorrer solavancos e movimentos transversais que deslocam os componentes da posição desejada enquanto estes são levados à velocidade de impacto.

A empresa *HYGE* também fabrica simuladores de *crash test*, seu princípio de funcionamento é semelhante ao da *MTS*, onde o trenó é acelerado no sentido contrário, a Figura B 5 ilustra a aplicação em desenvolvimento de assentos e cintos de segurança de aeronaves.



Figura B 5. Exemplo de funcionamento do sistema *HYGE* [27]

Uma agulha regula o fluxo de gás pressurizado da câmara B para a câmara A, conforme Figura B 6.

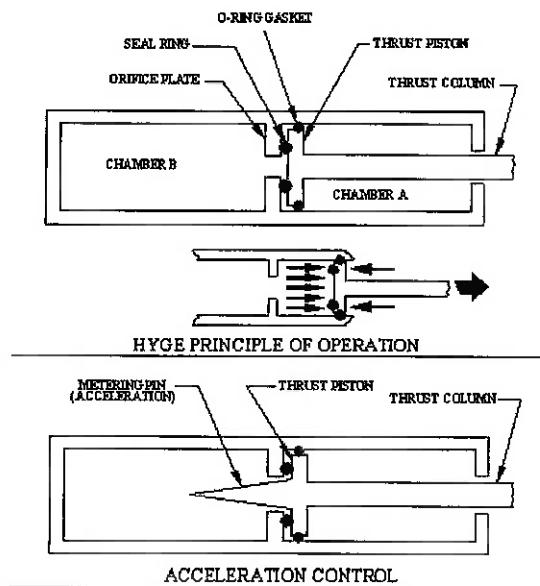


Figura B 6. Princípio de operação do sistema *HYGE* [27]

Os dados de operação dos modelos da *HYGE* estão resumidos na Tabela B 2

Tabela B 2. Dados de operação da linha *HYGE* [27]

Modelo	Carga máx. (kg)	Força máx. (kN)	Aceleração máx. (g)	Velocidade máx. (m/s)
6-inch <i>HYGE</i>	68-272	178	64	24,6 - 15,2
12-inch <i>HYGE</i>	544-2267	1000	50	29,5 - 20,6
24-inch <i>HYGE</i>	544-4536	4448	98	49,2 - 31,7

**APÊNDICE I – FOLHA DE DADOS DOS ACELERÔMETROS**

## Piezoresistive Accelerometer

### SPECIFICATIONS—continued

**PERFORMANCE CHARACTERISTICS:** All values are typical at 75°F (+24°C) and 10 Vdc excitation unless otherwise specified. Calibration data, traceable to the National Institute of Standards (NIST), is supplied.

	Units	7264-200	-2000
TRANSVERSE SENSITIVITY [1]	% Max	3	3
ZERO MEASURAND OUTPUT [2]	mV Max	±50	±50
THERMAL ZERO SHIFT [3]	mV Max	±40	±40
From 0°F to 150°F (-18°C to +66°C)	% Typ	-5	-5
WARM-UP TIME	Minutes Max	2	2
<b>ELECTRICAL</b>			
EXCITATION [4] [5]	10.0 Vdc, 15 Vdc maximum		
INPUT RESISTANCE [4] [6]	2800 ohms		
INSULATION RESISTANCE	100 megohms minimum at 100 Vdc; between sensors, cable shield and housing		
<b>PHYSICAL</b>			
CASE, MATERIAL	Anodized aluminum alloy		
ELECTRICAL CONNECTIONS	Integral cable, three conductor No. 32 AWG Teflon® insulated leads, braided shield, silicone jacket		
IDENTIFICATION	Manufacturer's logo, model number and serial number		
MOUNTING/TORQUE	Holes for two 0-80 mounting screws/6 in-ozf (0.04Nm)		
WEIGHT	1 gram (cable weighs 9 grams/meter)		
<b>ENVIRONMENTAL</b>			
ACCELERATION LIMITS (in any direction) [7]			
Static	g	1000	5000
Sinusoidal Vibration	g pk	1000, below 1000 Hz	1000, below 4000 Hz
Shock (half-sine pulse) longer	g	2000, 1 msec or longer	5000, 200 µsec or
<b>TEMPERATURE</b>			
Operating	0°F to +150°F (-18°C to +66°C)		
Storage	-65°F to +200°F (-54°C to +93°C)		
<b>HUMIDITY</b>			
ALTITUDE	Unaffected. Unit is epoxy sealed		
<b>CALIBRATION DATA SUPPLIED</b>			
SENSITIVITY (at 100 Hz and 10 g pk)	mV/g		
FREQUENCY RESPONSE	20 Hz to 1000 Hz for 7264-200, to 4000 Hz for -2000, % deviation reference 100Hz; dB plot continued through resonance frequency		
ZERO MEASURAND OUTPUT	mV		
MAXIMUM TRANSVERSE SENSITIVITY	% of sensitivity		
MOUNTED RESONANCE FREQUENCY	Hz		
INPUT RESISTANCE	Ohms		

#### ACCESSORIES

EHM35	ALLEN WRENCH
EHW196	(2) SIZE-0 FLAT WASHERS
EH468	(2) 0-80 X 1/8 INCH SOCKET HEAD CAP SCREWS

#### OPTIONAL ACCESSORIES

23842	3 CONDUCTOR SHIELDED CABLE
7953	TRIAXIAL MOUNTING BLOCK (7264-200)
7954	TRIAXIAL MOUNTING BLOCK (7264-2000)

#### NOTES

- 1% transverse sensitivity available as "T" option.
- ±25 mV zero measurand output available as "Z" option.  
Combination of T and Z options are available as "TZ" option.

- Thermal Zero Shift millivolts specified are at 0°F/+150°F (-18°C/+66°C), reference 75°F (24°C).
- Rated excitation is 10.0 Vdc. The strain gage elements have a positive temperature coefficient of resistance of approximately 0.5% per °F.
- Other excitation voltages may be used to 15.0 Vdc. Specify at time of order to obtain a more accurate calibration.
- Half-bridge input resistance measured across the excitation leads. It does not include external bridge completion resistance. Measured at approximately 1 Vdc. Bridge resistance increases with applied voltage.
- The safety sleeve should be kept on the unit when not in use to prevent possible handling damage.

NOTE: Tighter specifications available on special order.

Continued product improvement necessitates that Endevco reserve the right to modify these specifications without notice. Endevco maintains a program of constant surveillance over all products to ensure a high level of reliability. This program includes attention to reliability factors during product design, the support of stringent Quality Control requirements, and compulsory corrective action procedures. These measures, together with conservative specifications have made the name Endevco synonymous with reliability.

# Piezoresistive Accelerometer

## Model 7264

- Small Size
- 200 and 2000 g Full Scale
- DC Response
- Undamped

### DESCRIPTION

The ENDEVCO® Model 7264 series is a family of very low mass piezoresistive accelerometers weighing only 1 gram. They are designed for flutter testing, modal testing, biodynamics measurements and similar applications that require minimum mass loading and broad frequency response. They may also be used for shock testing of lightweight systems or structures and meets SAEJ211 specifications for anthropomorphic dummy instrumentation.

Model 7264 accelerometers have minimum damping, thereby producing no phase shift over their useful frequency range. The Model 7264-200 has ENDEVCO's exclusive sapphire needle positive mechanical stops to protect against overrange shock. With a frequency response extending down to dc or steady state acceleration, these transducers are ideal for measuring long duration transients as well as short duration shocks.

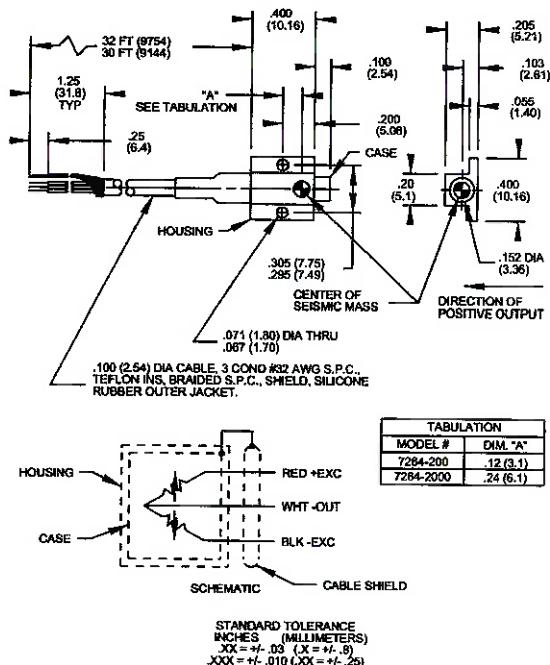
The Model 7264 utilizes ENDEVCO's PIEZITE® P-11 semiconductor elements in a half-bridge circuit, providing a low impedance output of 500 mV full scale at 10Vdc excitation. Bridge completion resistors are normally located in the signal conditioning equipment and allow shunt calibration of the transducer. This unit is also available with increased performance, providing for 1% transverse sensitivity ("T" option), and  $\pm 25$  mV zero measurand output ("Z" option).

ENDEVCO Model 136 Three-Channel System, Model 4430A or Model 68207 BCAST™ Computer Controlled System are recommended as signal conditioner and power supply.

### SPECIFICATIONS

**PERFORMANCE CHARACTERISTICS:** All values are typical at 75°F (+24°C) and 10 Vdc excitation unless otherwise specified. Calibration data, traceable to the National Institute of Standards (NIST), is supplied.

RANGE	Units	7264-200	-2000
SENSITIVITY (at 100 Hz)	g pk	$\pm 200$	$\pm 2000$
	mV/g Typ (Min)	2.5 (2.0)	0.25 (0.20)
FREQUENCY RESPONSE ( $\pm 5\%$ max, ref. 100 Hz)	Hz	0 to 1000	0 to 4000
MOUNTED RESONANCE FREQUENCY	Hz	6000	25 000
DAMPING RATIO		0.005	0.005
NON-LINEARITY AND HYSTERESIS (% of reading, to full range)	% Max	$\pm 3$	$\pm 3$



STANDARD TOLERANCE  
INCHES (MILLIMETERS)  
 $\Delta X = \pm .03$  ( $X = \pm .8$ )  
 $\Delta XX = \pm .010$  ( $XX = \pm .25$ )

## **APÊNDICE II – INTERFACE DO PROGRAMA**

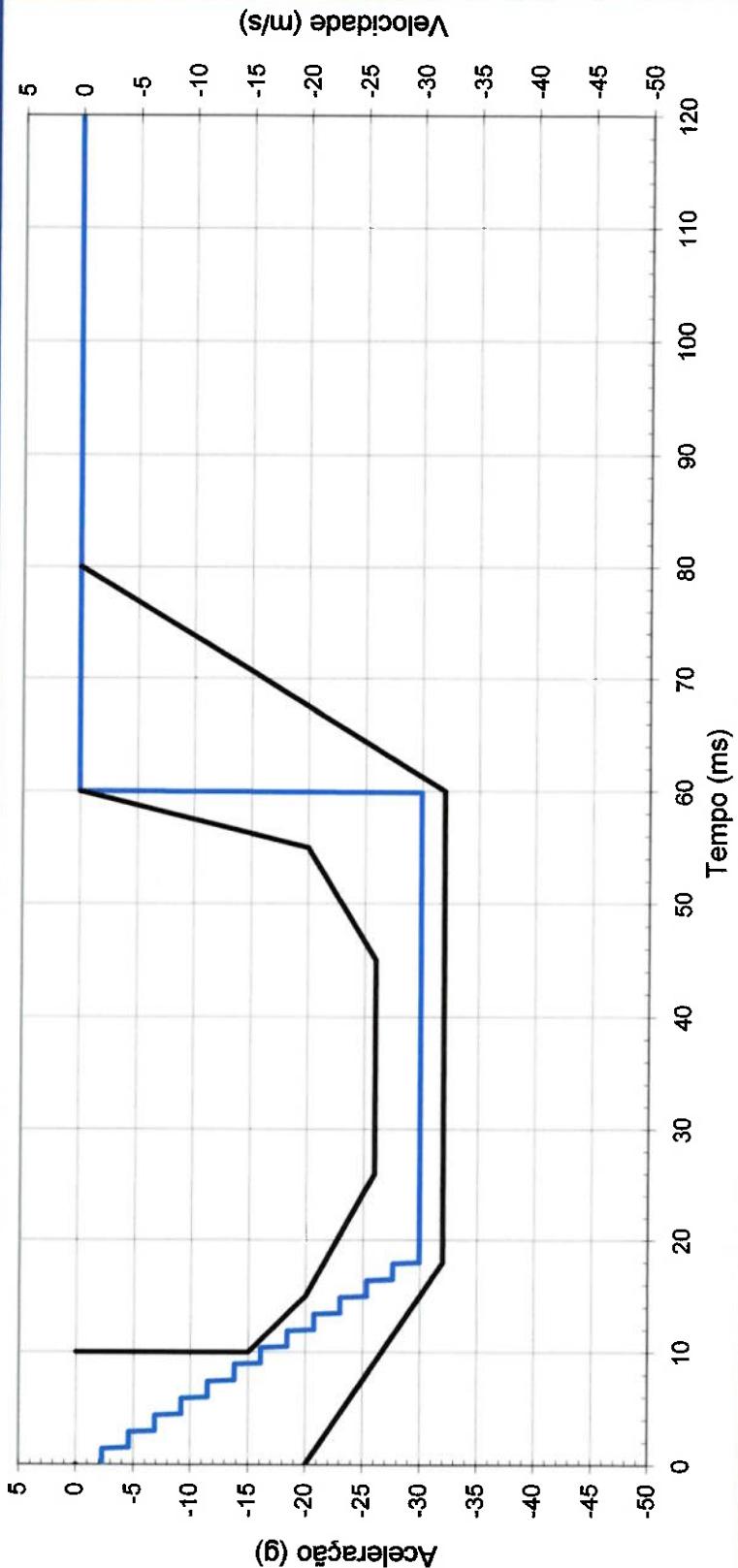
# Programa de Cálculo de Tubos



Desenvolvido por Eduardo B. Bugelli



DADOS DE ENTRADA		CORREDOR				DADOS DE SAÍDA	
Patamar de desaceleração	PAT = -28 g	Limite Superior	Limite Inferior	Plotar Cintos de Segurança R-16	Número de Tubos	N = 13	-
Duração da entrada	t <sub>ent</sub> = 20 ms	acel (g)	t (m/s)	Velocidade Inicial	V <sub>0</sub> = 54,0 km/h		
Duração do patamar	Δt <sub>PAT</sub> = 40 ms			Apagar Cintos de Segurança R-16	Tubo	Posição	mm
Massa da rollwagen	G = 1800 kg			Apagar Eurokisten R-17	1	3	794
Comp. do pino	L <sub>pino</sub> = 180 mm			Plotar Eurokisten R-17	2	4	773
Comp. de segurança	L <sub>SEG</sub> = 100 mm				3	2	751
Número máxima de tubos	N <sub>máx</sub> = 21	-	Offset no tempo	0 ms	4	5	728
					5	1	706
					6	8	684
					7	7	663
					8	9	642
					9	6	621
					10	12	600
					11	13	580
					12	11	561
					13	14	542
					14	10	-
					15	17	-
					16	16	-
					17	18	-
					18	15	-
					19	20	-
					20	22	-
					21	19	-



MENSAGENS: