FERNANDO DOMINGUES PEREIRA

DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE MODELO
PARA CÁLCULO E ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DO ESFORÇO DE
FECHAMENTO DE PORTAS AUTOMOTIVAS

São Paulo

2015

FERNANDO DOMINGUES PEREIRA

DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE MODELO
PARA CÁLCULO E ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DO ESFORÇO DE
FECHAMENTO DE PORTAS AUTOMOTIVAS

Tese de Doutorado apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo como
requisito para obtenção do título de Doutor em
Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Projetos e Fabricação

Orientador:
Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza

São Paulo
2015

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Pereira, Fernando Domingues

DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE MODELO
PARA CÁLCULO E ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DO ESFORÇO DE
FECHAMENTO DE PORTAS AUTOMOTIVAS / F. D. Pereira -- versão corr. --
São Paulo, 2015.

159 p.

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

1. Engenharia automotiva 2. Portas automotivas 3. Esforço de fechamento
(Cálculo; Análise; Confiabilidade) I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus primeiros e principais professores: meus pais,
Francisco e Rosa.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza pela orientação, apoio, discussões, esclarecimentos, cobranças e pelo constante estímulo transmitido durante todo o trabalho.

Aos meus pais, Francisco e Rosa, meu irmão Eduardo, minha cunhada Lúcia, meu sobrinho Vinícius (Picareta) e minha namorada Sueli pelo apoio e estímulo nas horas mais tempestuosas, dramáticas e traumáticas, nos finais de semana e noites exaustivas em claro investidos e empregados na realização deste trabalho, pela administração do fuso horário, pelo contentamento e satisfação no uso do Facetime, Skype e principalmente pela paciência com a minha falta de paciência.

À Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pela oportunidade de compartilhar ensinamentos preciosos por meio de ilustres e valorosas figuras docentes.

Aos meus colegas engenheiros de profissão, Milton, Furlan, Raimundo, Wagner e Babichack pelos estudos, críticas, discussões técnicas e debates de conceitos que muito ajudaram no desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu colega de laboratório Erick pelas trocas de ideias, dicas e compartilhamento de disciplinas, artigos, congressos, ansiedades, desesperos e correrias em geral.

Às empresas que trabalhei, pela confiança, pois a partir da oportunidade que me foi concedida de pesquisa e estudo, se fizeram disponíveis os dados que validam este trabalho.

EPÍGRAFE

Não sei aonde eu tô indo, mas sei que eu tô no meu caminho.
Enquanto você me critica eu tô no meu caminho.
Você esperando respostas, olhando pro espaço.
Eu tão ocupado vivendo, eu não me pergunto, eu faço.
(Raul Seixas)

RESUMO

O trabalho apresenta também um estudo de confiabilidade e estabelece uma faixa de valores para o esforço de fechamento de portas baseado na variação de algumas componentes chaves no cálculo. A curva característica que é um dos parâmetros de saída do modelo apresenta forma extremamente próxima da medição realizada em laboratório.

No Brasil, a indústria automotiva é conhecida por sua grande influência e peso na economia do país, assim como em diversos outros países. O conjunto porta na concepção do veículo é de extrema importância, visto que é região do veículo com que o consumidor trava contato primeiro. Um valor de esforço elevado para realizar a abertura e fechamento das mesmas pode levar a uma imagem indesejada pela montadora do veículo. O valor do esforço necessário para fechar a porta é um item de extrema importância, pois além de influenciar a imagem do veículo e da marca, é um item do pacote de conforto e ergonomia do veículo. O evento fechamento da porta parte do instante em que a porta está na condição aberta e seus componentes se encontram em descanso.

O evento é modelado matematicamente e em planilha dinâmica admitindo como parâmetros de entrada dados específicos do veículo e seus componentes, como saída têm-se o valor da energia de fechamento de portas e a parcela de cada componente envolvido. São apresentados resultados experimentais para que o modelo seja considerado válido. Com a conclusão do modelo é possível estimar a queda de energia em função da vida de alguns componentes como a fechadura e o pacote de guarnições, bem como a influência do uso de sobreinjetados auto-lubrificantes na fechadura. Este trabalho contribui com os profissionais de Engenharia de Produto nas áreas de Carroceria, Mecanismos e Partes Móveis com a elaboração de uma ferramenta de cálculo para uso em qualquer fase de projeto, principalmente para estimar o valor da energia de fechamento de porta no momento de sua conceituação e até na validação de veículos protótipo.

Palavras-chave: engenharia, confiabilidade, portas automotivas, esforço de fechamento.

ABSTRACT

The Brazilian automotive industry is known by its great influence on the country economy, similar to several other countries. It is important to highlight the door assembly importance on the vehicle concept, as it is the first contact made to the customer. The vehicle ingress is through the side access area, established by the doors and a high door closing effort may lead to a wrong impression. The door closing effort or also known as door closing energy is an extreme importance asset, as well as influencing the image of the vehicle and the brand, it is an item of ergonomics and vehicle comfort. The automotive door closing event starts at the moment door is open and pushed to close itself. This event is math modeled and implemented as an excel dynamic calculation plan, considering as input the vehicle and components specific data, its output is the door closing effort and each components portion. It is presented a series of values so the model is considered valid. This work also presents a reliability study defining a range of experimental values for the door closing effort based on tolerances of components used in the model calculations. The characteristic curve which is one of the parameters of the model output is extremely close to the measurement performed in the laboratory. With the completion of the model is possible to estimate the energy loss due to the life of certain components such as latches and weatherstrips, and the influence of using self-lubricating over molding in the latch. This study contributes to the Product Engineering professionals in the areas of Body, Mechanisms and Body Closures, with the elaboration of a calculation tool for use in any design phase, but mostly serving to estimate the door closing effort at the moment of conception until the validation of prototype vehicles.

Key-words: engineering, reliability, automotive door, closing effort.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 Faturamento Líquido – 1966/2011	5
Figura 1-2 Participação no PIB Industrial – 1966/2011	5
Figura 1-3 Empregos dependentes da indústria automotiva nos EUA	6
Figura 1-4 Pesquisa de satisfação TGW Wave 2 2012.....	9
Figura 1-5 Curva de investimento acumulado nas diferentes fases de projeto do produto	10
Figura 1-6 Exemplo de processo de desenvolvimento de uma porta automotiva em fase conceitual	11
Figura 2-1 Processo para definição da necessidade específica de projeto.....	17
Figura 2-2 Fatores de projeto com relacionamento com o conjunto porta	18
Figura 2-3 Regiões características do conjunto porta	19
Figura 2-4 Quadro superior da porta em modelo e foto	20
Figura 2-5 Detalhe de veículos com linhas de cintura e caráter demarcadas	20
Figura 2-6 Veículos com barril do vidro em detalhe	21
Figura 2-7 Porta com plano de assentamento da fechadura em destaque	22
Figura 2-8 Porta com plano de assentamento das dobradiças em destaque.....	23
Figura 2-9 Conceito de construção da porta DIR	24
Figura 2-10 Veículos construídos com portas com conceito DIR	25
Figura 2-11 Conceito de construção da porta <i>Inlay</i>	26
Figura 2-12 Veículos construídos com portas com conceito <i>Inlay</i>	27
Figura 2-13 Conceito de construção da porta FUG <i>Applied Header</i>	28
Figura 2-14 Veículos construídos com portas com conceito FUG – <i>applied header</i>	28
Figura 2-15 Conceito de construção da porta FUG	29
Figura 2-16 Veículos construídos com portas com conceito FUG – <i>full stamped inner</i>	30
Figura 2-17 Conceito de construção da porta <i>frameless</i>	31
Figura 2-18 Veículos construídos com portas com conceito <i>frameless</i>	31
Figura 2-19 Principais componentes do sistema porta.....	32
Figura 2-20 Vista da estrutura do veículo (<i>body in white</i>)	32
Figura 2-21 Vista explodida da estrutura da porta (<i>door in white</i>).....	34

Figura 2-22 Foto de teste de impacto lateral.....	35
Figura 2-23 Sistema de travamento de porta dianteira com liames	36
Figura 2-24 Sistema de travamento para porta dianteira com cabos	36
Figura 2-25 Fechadura de porta dianteira elétrica.....	39
Figura 2-26 Exemplo de curva característica da fechadura de porta	41
Figura 2-27 Ensaio para levantamento da curva característica de fechadura.....	42
Figura 2-28 Exemplos de batente de fechadura de porta	43
Figura 2-29 Exemplo de conjunto maçaneta interna de porta	43
Figura 2-30 Ensaio de medição de força de acionamento na maçaneta interna.....	44
Figura 2-31 Exemplo de curva da força de acionamento da maçaneta interna	44
Figura 2-32 Conjunto maçaneta externa de porta	45
Figura 2-33 Ensaio de medição de força de acionamento e extração da maçaneta externa	46
Figura 2-34 Exemplo de curva da força de acionamento da maçaneta externa	46
Figura 2-35 Exemplo de limitador de porta	47
Figura 2-36 Exemplo de curva característica do limitador de porta.....	48
Figura 2-37 Relação entre geometria da haste e curva característica do limitador de porta	49
Figura 2-38 Exemplo de dobradiças superior com pivotamento simples e duplo respectivamente	50
Figura 2-39 Exemplo de dobradiças inferior com pivotamento simples e duplo respectivamente	50
Figura 2-40 Exemplo de curva característica das dobradiças de porta.....	51
Figura 2-41 Exemplo de sistema duplo e triplo de vedação.....	53
Figura 2-42 Exemplo de seção transversal de guarnição primária montada na flange	54
Figura 2-43 Exemplo de seção transversal de guarnição primária montada na porta	54
Figura 2-44 Exemplo de guarnição montada na porta com dois perfis distintos	55
Figura 2-45 Exemplo de guarnição auxiliar de soleira.....	56
Figura 2-46 Exemplo de guarnição auxiliar de soleira.....	57
Figura 2-47 Exemplo de guarnição auxiliar de quadro	57
Figura 2-48 Exemplo de guarnição auxiliar de quadro (coluna B).....	58
Figura 2-49 Exemplo de clipe tipo pinheirinho.....	58

Figura 2-50 Ensaio experimental em guarnição primária para conhecimento e verificação do CLD	60
Figura 2-51 Análise virtual de deflexão e cálculo do CLD via MEF	61
Figura 2-52 Regiões do contorno da porta estudadas para cálculo do CLD das guarnições.....	62
Figura 2-53 Exemplo de curva de CLD para a zona 1 do perímetro da guarnição....	63
Figura 2-54 Exemplo de curva de CLD para a zona 2 do perímetro da guarnição....	63
Figura 2-55 Exemplo de curva de CLD para a zona 3 do perímetro da guarnição....	63
Figura 2-56 Exemplo de curva de CLD para a zona 4 do perímetro da guarnição....	64
Figura 2-57 Exemplo de curva de CLD para a zona 5 do perímetro da guarnição....	64
Figura 2-58 Mecanismo de vidro com trilho duplo e simples.....	65
Figura 2-59 Representação esquemática do <i>overbend</i>	67
Figura 2-60 Representação esquemática do <i>door sag</i>	69
Figura 2-61 Modelo matemático em DMU com representação de <i>door sag</i>	70
Figura 2-62 Representação do fechamento da porta e volume de ar empurrado para o interior do veículo	71
Figura 2-63 Relação da guarnição primária e secundária com a porta lateral	72
Figura 2-64 Airbind das guarnições.....	73
Figura 2-65 Exemplos de uma válvulas (PRV) de veículo de passeio	74
Figura 2-66 Exemplo de localização da PRV na carroceria	74
Figura 3-1 Porta aberta em repouso	75
Figura 3-2 Diagrama esquemático da porta aberta em repouso	76
Figura 3-3 Fluxograma principal para o cálculo do esforço de fechamento	78
Figura 3-4 Fluxograma do cálculo do ângulo de abertura da porta durante o fechamento.....	79
Figura 3-5 Seção de dobradiça (detalhe do acoplamento).....	80
Figura 3-6 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia das dobradiças	83
Figura 3-7 Detalhe do acoplamento do mecanismo da fechadura e batente metálico (estágio aberto)	84
Figura 3-8 Detalhe do acoplamento do mecanismo da fechadura e batente metálico	84
Figura 3-9 Diagrama esquemático do acionamento da fechadura	85
Figura 3-10 Composição das forças atuantes no mecanismo da fechadura (detalhe do acoplamento).....	86

Figura 3-11 Principais características geométricas para cálculo da energia da fechadura (detalhe do acoplamento)	87
Figura 3-12 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia da fechadura	88
Figura 3-13 Eixo das dobradiças do conjunto porta em relação à referência vertical (detalhe dos ângulos)	89
Figura 3-14 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia potencial da porta	91
Figura 3-15 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia do limitador de porta	93
Figura 3-16 Representação do volume de controle do habitáculo	94
Figura 3-17 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia do ar	96
Figura 3-18 Exemplo de modelo Zener generalizado.....	98
Figura 3-19 Modelo Kelvin.....	98
Figura 3-20 Divisão do perímetro do componente guarnição em elementos mola....	99
Figura 3-21 Simulação pelo MEF para levantamento do CLD	101
Figura 3-22 Seção do quadro da porta em detalhe da interferência do bulbo.....	102
Figura 3-23 Vista da porta aberta com vetor de deflexão dos elementos unitários da guarnição.....	103
Figura 3-24 Detalhe do furo de alívio	104
Figura 3-25 Seção da guarnição primária com detalhe do furo de alívio	105
Figura 3-26 Guarnição com furos de alívio em destaque.....	106
Figura 3-27 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia das guarnições	107
Figura 3-28 Vetores de força aplicada aos nós para verificação da deflexão do quadro da porta	109
Figura 4-1 Possíveis variações na posição das dobradiças e batente da fechadura da porta	117
Figura 4-2 Seção transversal do quadro da porta com detalhe da variação da posição da flange do painel lateral	118
Figura 4-3 Comparativo das curvas de CLD nos valores nominal, limite inferior e superior de tolerâncias.	119
Figura 4-4 Fluxograma do MCS acoplado à rotina principal	120
Figura 5-1 Tela principal do modelo com parâmetros de entrada.	123
Figura 5-2 Comparativo da energia de fechamento para portas dianteiras.....	125
Figura 5-3 Comparativo da energia de fechamento para portas traseiras.	125
Figura 5-4 Comparativo das curvas características de energia de fechamento para porta dianteira.	126

Figura 5-5 Comparativo das curvas características de energia de fechamento para porta traseira.	127
Figura 5-7 Influência da eficiência dos componentes na curva do esforço de fechamento, componentes atenuados em 20%	129
Figura 5-7 Influência da eficiência dos componentes na curva do esforço de fechamento, componentes acentuados em 20%.....	130
Figura 5-8 Influência do tempo de montagem das guarnições no esforço de fechamento.....	130
Figura 5-9 Influência do número de acionamentos (abertura e fechamento) no esforço de fechamento	132
Figura 5-10 Variações nas coordenadas das dobradiças.	134
Figura 5-11 Resultado do MCS considerando variação nas posições das dobradiças	135
Figura 5-12 Distribuição dos veículos medidos	136
Figura 5-13 Influência das variações na posição da dobradiça inferior	137
Figura 5-14 Influência das variações na posição da dobradiça superior	138
Figura 5-15 Variações nas coordenadas do conjunto fechadura/batente	138
Figura 5-16 Resultado do MCS considerando variação no alinhamento entre fechadura e batente	139
Figura 5-17 Resultado do MCS considerando variação no alinhamento entre fechadura e batente e no eixo das dobradiças.....	140
Figura 5-18 Erro do modelo para porta dianteira.....	142
Figura 5-19 Erro do modelo para porta traseira	142
Figura 5-20 Probabilidade do erro do modelo para porta dianteira.	143
Figura 5-21 Probabilidade do erro do modelo para porta traseira.	143
Figura A-1 Medição do esforço de fechamento com <i>Slam Canon</i>	155
Figura A-2 Barra calibrada com célula de carga e mola de retorno para medição do esforço de fechamento	156
Figura A-3 Terminal da barra acoplado ao vidro da porta por meio de ventosa.....	157
Figura A-4 Notebook e condicionador de sinais dedicado da empresa Schatz.....	157
Figura A-5 Ensaio experimental de medição de esforço de fechamento com veículo no desempenho em laboratório de ensaios estáticos	158
Figura A-6 Curva de saída da medição experimental após tratamento do sinal	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Comparativo das exigências de teste de inércia	37
Tabela 2-2 Comparativo das exigências de testes estáticos.....	37
Tabela 2-3 Classe de veículos de acordo com o volume interno do habitáculo	72
Tabela 3-1 Comparativo do modelo proposto e referências publicadas – parte 1...	111
Tabela 3-2 Comparativo do modelo proposto e referências publicadas – parte 2...	112
Tabela 5-1 Posições específicas do conjunto porta.	122
Tabela 5-2 Dados das guarnições.....	122
Tabela 5-3 Dados da porta e do veículo.	123
Tabela 5-4 Comparativo dos resultados teóricos e experimentais.	124
Tabela 5-5 Efeito de cada componente do esforço total de fechamento.....	133
Tabela 5-6 Comparativo da probabilidade de falha para cada simulação	140

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AETT	Anuário Estatístico dos Transportes Terrestres
AH	<i>Applied Header</i>
Anfavea	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CAD	<i>Computer Assisted Design</i>
CAE	<i>Computer Assisted Engineering</i>
CLD	<i>Compression Load Diagram</i>
Conmetro	Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
Contran	Conselho Nacional de Trânsito
CU	<i>Consumers Union</i>
DE	<i>Design Engineer</i>
DFA	<i>Design for Assembly</i>
DFM	<i>Design for Manufacturing</i>
DFMEA	<i>Design Failure Mode and Effect Analysis</i>
DIR	<i>Door into roof</i>
DMU	<i>Digital Mock-up</i>
DRE	<i>Design Release Engineer</i>
EPDM	<i>Ethylene Propylene Diene M-class rubber</i>
EPUSP	Escola Politécnica da USP
EUA	Estados Unidos da América
Euro-NCAP	<i>European New Car Assessment Program</i>
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i>
FUG	<i>Frame Under Glass</i>
F&E	<i>Forschung & Entwicklung</i>
GM	<i>General Motors</i>
GUM	Guia para a Expressão da Incerteza de Medição

<i>IIHS</i>	<i>Insurance Institute for Highway Safety</i>
Inmetro	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
<i>JDP</i>	<i>J.D. Power</i>
<i>LLS</i>	<i>Load Loss Set</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MT	Ministério dos Transportes
<i>NCBS</i>	<i>National Car Buyers Survey</i>
<i>NVH</i>	<i>Noise and Vibration Harshness</i>
<i>OEM</i>	<i>Original Equipment Manufacturers</i>
PIB	Produto Interno Bruto
POLI	Escola Politécnica da USP
<i>PPH</i>	<i>Parts per Hundred</i>
<i>PRV</i>	<i>Pressure Relief Valve</i>
<i>QAS</i>	<i>Quality Assurance Survey</i>
<i>R&D</i>	<i>Research & Development</i>
<i>SAE</i>	<i>Society of Automotive Engineers</i>
Sinmetro	Sistema Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
<i>SMI</i>	<i>Spring Manufacturers Institute</i>
<i>SMMT</i>	<i>Society of Motor Manufacturers and Traders</i>
<i>SUV</i>	<i>Sports Utility Vehicle</i>
<i>TE</i>	<i>Technische Entwicklung</i>
<i>TGW</i>	<i>Things Going Wrong</i>
<i>TPE</i>	<i>Thermoplastic Elastomer</i>
<i>TPO</i>	<i>Thermoplastic Olefin</i>
USP	Universidade de São Paulo
<i>VDA</i>	<i>Verband der Automobilindustrie</i>
<i>VWAG</i>	<i>Volkswagen Aktiengesellschaft</i>
VWB	Volkswagen do Brasil

LISTA DE SÍMBOLOS

I_{porta}	Momento de inércia da porta em relação ao eixo de rotação
θ	Ângulo de abertura da porta
ω	<i>Velocidade angular da porta</i>
v_0	Velocidade inicial de fechamento da porta
r_{porta}	<i>Raio de giro da porta (largura do conjunto)</i>
δ	Interferência radial entre furo e pino das dobradiças
E_e	Módulo de Elasticidade do elemento externo, asa da dobradiça
E_i	Módulo de Elasticidade do elemento interno, pino
ν_e	Coeficiente de Poisson do elemento externo
ν_i	Coeficiente de Poisson do elemento interno
r_e	Raio do furo da dobradiça
r_i	Raio do pino da dobradiça
R	Raio médio após montagem da dobradiça
μ	Coeficiente de atrito
N	Força normal de compressão
$A_{contato}$	Área de contato da superfície das dobradiças
d	Diâmetro do furo/pino das dobradiças
l	Altura do furo das dobradiças
p_m	<i>Pressão de montagem do pino das dobradiças</i>
F_f	<i>Força da fechadura no batente de porta</i>
r	<i>Raio de aplicação da força da fechadura</i>
F_{at}	Força de atrito entre trava circular e trinco
R	<i>Raio da trava circular da fechadura</i>
F_{bat}	<i>Força do batente de sobrecurso</i>
z_b	<i>Deflexão linear do batente de sobrecurso</i>

d_{Fd}	<i>Raio de giro da fechadura em relação às dobradiças</i>
γ	Ângulo que a fechadura entra em contato com o batente
y_f	Deslocamento linear da trava circular
k_{bat}	<i>Coeficiente de elasticidade do batente de sobrecurso</i>
φ	Curso angular da trava circular
α	Ângulo do eixo das dobradiças em relação ao plano yz
β	Ângulo do eixo das dobradiças em relação ao plano xz
x_s	Coordenada x da dobradiça superior
y_s	Coordenada y da dobradiça superior
z_s	Coordenada z da dobradiça superior
x_i	Coordenada x da dobradiça inferior
y_i	Coordenada y da dobradiça inferior
z_i	Coordenada z da dobradiça inferior
x_o	Coordenada x de origem do centro de gravidade
y_o	Coordenada y de origem do centro de gravidade
z_o	Coordenada z de origem do centro de gravidade
$z(\theta)$	Posição vertical do centro de gravidade da porta
$\hat{i}_d$	Vetor de direção do eixo das dobradiças em x
$\hat{j}_d$	Vetor de direção do eixo das dobradiças em y
$\hat{k}_d$	Vetor de direção do eixo das dobradiças em z
D	Distância absoluta entre a dobradiça superior e inferior
m	<i>Massa da porta</i>
g	<i>Aceleracao da gravidade</i>
p	Pressão interna do habitáculo,
V_{int}	Volume interno do habitáculo
ΔP_t	<i>Variação da pressão interna no instante t</i>
v	<i>Velocidade do ar</i>
ρ	Densidade do ar

A_{prv}	Área útil da PRV
A_{porta}	Área útil da porta
Pc_i	Ponto de contato de cada elemento da guarnição com a porta
i	Elemento da guarnição de coordenadas conhecidas
h_i	Altura total do bulbo da guarnição
$\vec{d}_i$	Vetor de deflexão normal à seção transversal da guarnição
$\vec{r}g_i$	Distância de cada vetor do eixo das dobradiças
$d_i(\theta)$	Deflexão de cada elemento em função do eixo de rotação
L	Distância entre furos
W	Largura interna do bulbo
h	Altura interna do bulbo indeformado
d_i	Altura do bulbo deformado
d	Diâmetro dos furos de alívio

SUMÁRIO

RESUMO.....	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xv
1 INTRODUÇÃO.....	4
1.1 Relevância e Justificativa.....	4
1.2 Objetivos.....	14
1.3 Estrutura da Tese	15
2 PORTAS AUTOMOTIVAS	16
2.1 Conceituação de portas automotivas.....	16
2.1.1 Quadro superior da porta.....	19
2.1.2 Linha de cintura	20
2.1.3 Barril do vidro	21
2.1.4 Plano de assentamento da fechadura	22
2.1.5 Plano de assentamento das dobradiças.....	22
2.2 Tipos de construções de portas automotivas.....	23
2.2.1 Door Into Roof (DIR).....	24
2.2.2 Inlay (porta embutida no lateral)	25
2.2.3 Applied Header.....	27
2.2.4 Frame Under Glass (FUG)	29
2.2.5 Frameless.....	30
2.3 Subconjuntos do Sistema Porta.....	32
2.3.1 Estrutura da Porta.....	32
2.3.2 Sistema de travamento de portas	35
2.3.2.1 Fechadura de porta	38
2.3.2.2 Batente da fechadura de porta	42
2.3.2.3 Maçaneta interna e externa	43
2.3.3 Limitador de porta.....	47
2.3.4 Dobradiças	49

2.3.5	Guarnições	51
2.3.5.1	Guarnição primária e secundária montadas no painel lateral	53
2.3.5.2	Guarnição primária montada no painel interno da porta	54
2.3.5.3	Guarnições auxiliares	56
2.3.5.4	Pacote de Guarnições para Inlay	58
2.3.5.5	Pacote de Guarnições para Applied Header.	59
2.3.5.6	Pacote de Guarnições para Frame Under Glass (FUG)	59
2.3.5.7	CLD (Compression Load Diagram)	60
2.3.6	Mecanismo levantador de vidros	65
2.4	Principais Fatores Considerados no Desenvolvimento de Portas	66
2.4.1	Overbend	66
2.4.2	Door Sag	68
2.4.3	Efeito bolsão de ar	70
2.4.4	Válvula de alívio de pressão	73
3	MODELO DE CÁLCULO	75
3.1	Dobradiças	80
3.2	Fechadura	83
3.3	Energia Potencial	88
3.4	Limitador de Porta	92
3.5	Efeito “Bolsão de ar”	93
3.6	Guarnições	97
3.7	Deflexão do Conjunto Porta	108
3.8	Comparativo do Modelo Proposto com Estado da Arte	110
4	CONFIABILIDADE	113
4.1	Simulação de Monte Carlo	114
4.2	Incertezas e medições experimentais	116
5	SIMULACOES E RESULTADOS	122
5.1	Simulação do modelo proposto	122
5.2	Análise de Confiabilidade	133
5.2.1	Posição das dobradiças	134
5.2.2	Desalinhamento entre fechadura e batente	138
5.2.3	Análise do Erro do Modelo	141
6	CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	144
6.1	Oportunidades para trabalhos futuros	146

7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	147
	APÊNDICE A – MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS DE ESFORÇO DE FECHAMENTO DE PORTAS.....	155

1 INTRODUÇÃO

1.1 Relevância e Justificativa

No Brasil, a indústria automotiva é conhecida por sua grande influência e parcela de contribuição na economia do país, característica de países industrializados. O veículo automotivo deixou de ser um bem de investimento e passou a ser considerado um bem de consumo, condição que pode ser comprovada pelas publicações do Anuário 2012 da Anfavea e o AETT¹:

Os resultados de mercado e de produção automotiva em 2011, expressados nos gráficos e tabelas deste Anuário, confirmam mais um ano de marcha positiva ininterrupta da indústria automobilística nos últimos anos. De fato, pois entre 2002 e 2011 o mercado automotivo cresceu 145%, com média anual superior a 10%, enquanto a produção, embora em ritmo menor que o das vendas internas, expandiu-se 109% no período, média de 8,6% ao ano. (ANFAVEA, 2012)

O crescimento do faturamento líquido com a venda de veículos de passeio, mostrado na Figura 1-1, conforme a Anfavea, teve um aumento de US\$ 10.217.000 em 1966 para US\$ 93.543.000 em 2012, mostrando que a cada ano, o bem de consumo automóvel influencia mais e mais a economia brasileira e mundial.

A Figura 1-2 mostra o acompanhamento da participação da indústria automotiva no PIB industrial, como pode ser observado no gráfico, um valor de 18% deve ser cuidadosamente avaliado e monitorado, pois diz respeito a uma quantia de dinheiro extraordinária. Este valor foi alcançado por meio de vendas a consumidores, as quais só podem ser mantidas desde que os anseios/requisitos do consumidor sejam contemplados.

¹ O Anuário Estatístico dos Transportes Terrestres (AETT) é uma publicação que tem por objetivo divulgar anualmente informações decorrentes da operação do transporte terrestre brasileiro, acrescidas daquelas produzidas e disponibilizadas pelas demais entidades, públicas e privadas, engajadas nesse segmento dos transportes (MT, 2013).

Figura 1-1 Faturamento Líquido – 1966/2011

Fonte: Anfavea (2012)

Figura 1-2 Participação no PIB Industrial – 1966/2011

Fonte: Anfavea (2012)

O presidente da instituição VDA² publicou em seu próprio site uma declaração sobre a evolução futura da indústria automotiva alemã: “Os resultados do ano automotivo 2012 nos EUA são positivos para os fabricantes e fornecedores alemães. Estamos ganhando quotas de mercado tanto no segmento de carros de passageiros quanto no segmento de caminhões leves, e assim, melhorando continuamente a nossa posição neste mercado muito vivo. O potencial não se esgotou ainda por qualquer meio: ainda em 2012, o mercado dos EUA estava abaixo de sua média de longo prazo. Assim, haverá uma necessidade de recuperar o atraso nos próximos um ou dois anos. (VDA, 2013)” (tradução do autor)

Atualmente, de acordo com a associação *Auto Alliance*³, ilustrado na Figura 1-3, atualmente oito milhões de estadunidenses e suas famílias dependem dos automóveis para seu sustento e como meio de vida. Fabricantes de veículos empregam diretamente 1,7 milhões de profissionais para projetar, desenvolver, fabricar e fornecer peças para montagem, venda e serviços de novos veículos.

Figura 1-3 Empregos dependentes da indústria automotiva nos EUA

Fonte: Auto Alliance (2013)

² A Associação Alemã da Indústria Automotiva (VDA) consiste em mais de 600 empresas envolvidas na produção para a indústria automotiva na República Federal da Alemanha. Os membros são divididos em três grupos de manufatura, fabricantes de veículos de passeio, fabricantes de veículos comerciais e especiais e fornecedores.

³ A organização The Alliance of Automobile Manufacturers é uma associação de 12 fabricantes de veículos incluindo os grupos BMW Group, Chrysler Group LLC, Ford Motor Company, General Motors Company, Jaguar Land Rover, Mazda, Mercedes-Benz USA, Mitsubishi Motors, Porsche, Toyota, Volkswagen Group of America e Volvo Cars North America.

Quando cargos indiretos e de suporte são somados, OEMs empregam 3,1 milhões de pessoas em toda a nação dos EUA. A cadeia de fornecimento é responsável por 3,3 milhões de trabalhadores e concessionários contribuem com 1,5 milhões. (Auto Alliance, 2013)

Já na Comunidade Europeia, o volume do mercado automotivo no Reino Unido melhorou após a recessão, recuperando de £41 bilhões em 2009, para £49 bilhões em 2010 (níveis de pré-recessão acima de £50 bilhões). O setor contribuiu com cerca de £10 bilhões para a economia do Reino Unido em 2010, devido ao fato de que os índices das exportações aqueceram bruscamente. O valor das exportações do Reino Unido subiu para £29 bilhões em 2010, pouco além do pico de 2008. O setor automotivo representa quase 11% de todo o comércio de bens do Reino Unido em 2010. (SMMT, 2013)

O projeto de veículos até o início do século XX era feito com base em preceitos técnicos e escolhas dos projetistas e engenheiros de produto. Com a evolução natural da indústria, as expectativas e necessidades do consumidor passaram a ser objeto de estudo, discussão e decisão nos conceitos empregado, passaram a influenciar as etapas de projeto que envolve a viabilidade técnica e conceitual.

“A concorrência está no âmago do sucesso ou do fracasso das empresas, determinando a adequação das atividades que podem contribuir para seu desempenho, como inovações, uma cultura coesa ou uma boa implementação.” (Porter, 1998 p. 1)

Essa afirmação implica na disputa do que cada montadora é capaz de oferecer a partir do conteúdo do veículo, desde entretenimento, segurança e conforto, itens intimamente ligados ao desenvolvimento de portas automotivas.

O conjunto porta participa intensamente no quesito conforto, uma vez que o mesmo é responsável pelo fechamento do vão de acesso na região lateral do veículo, e tem como requisitos prover estanqueidade, ou seja, a vedação do compartimento de passageiros (habitáculo) em relação à água, pó e ruído, permitindo assim o controle climático do volume interno e consequentemente conforto. Ainda no conjunto porta são montados diversos componentes e seus respectivos sistemas de acionamento como vidros, levantador de vidro, apoio para braço, alto-falantes, fechadura, maçanetas, isoladores e ainda peças de acabamento/ revestimento.

O conjunto porta também representa uma das barreiras para proteção aos ocupantes em caso de impacto lateral do veículo, com isso o conjunto porta pode

receber peças associadas à segurança como sistemas de *airbag*, barras de proteção lateral, sensores de pressão e acelerômetros, componentes que aumentam significativamente a massa do conjunto.

É importante ressaltar a relevância do conjunto porta durante a etapa de projeto conceitual do veículo, visto que é a região do veículo com a qual o usuário tem interface direta e trava contato primeiro. A entrada no veículo se dá pelo acesso lateral, provido pelas portas, sendo que um valor de esforço elevado para realizar a abertura das mesmas pode levar a uma imagem indesejada pela montadora do veículo.

O valor da energia de fechamento de porta ou também conhecido pelo esforço necessário para fechá-la é um item de extrema importância, pois além de influenciar a imagem do veículo e da marca, é um item do pacote de ergonomia e conforto do veículo.

“Para ser bem aceito no mercado, o produto deve possuir qualidades técnicas, ergonômicas e estéticas. A qualidade técnica diz respeito à eficiência com a qual o equipamento realizará a função que lhe foi destinada.” (Kaminski, 2000 p. 115)

O consumidor sempre comprou veículos baseado no seu gosto pessoal, fazendo uma análise crítica em relação a itens como a aparência/ estilo, ou seja, se é bonito ou não, durabilidade, facilidade e custo de manutenção, potência, autonomia e consumo, e por fim itens de conforto que em sua maioria contemplavam os assentos dos bancos, direção hidráulica, ar condicionado e sistema de som. As expectativas de cada consumidor como um pai de família com filhos, um jovem solteiro ou ainda um casal são extremamente diferentes, porém em todos os casos estima-se que o valor de energia de fechamento de porta deve ser o mínimo possível de maneira a exigir o mínimo esforço do consumidor.

A instituição *Consumers Union*, fundada em 1936 e que se auto intitula uma organização independente sem fins lucrativos especializada, testa os produtos, informando ao público sua análise e os previne de possíveis atividades advocatícias vindas de reclamações ou expectativas não atendidas.

Pesquisas da *Consumers Union* definem como carro exemplo o modelo que atenda os requisitos essenciais legais de segurança, tenha um acabamento interno bem projetado, seja fácil de manuseio e ágil na estrada, tenha bom desempenho com determinada economia de combustível e que seja confiável.

Para que a montadora seja bem colocada no mercado quanto aos itens de conforto, é necessário que o projeto do veículo seja feito com avaliações muito detalhadas, ao ponto de se posicionar frente aos concorrentes.

É importante planejar e estabelecer diretrizes do que precisar ser feito, desde o início do processo de desenvolvimento do produto até a sua introdução no mercado, para garantir que ele exiba, com sucesso, as qualidades que o consumidor deseja encontrar. Para isso, é importante que haja uma estratégia de inovação para os programas de desenvolvimento de novos produtos, amplamente divulgada, alinhada com a estratégia global da organização, com metas e alocações de recursos bem definidos. (Baxter, 2000)

A montadora deve apresentar veículos com valores de conforto e ergonomia dentro da faixa aceitável pelos novos consumidores cada vez mais exigentes. O valor de energia de fechamento de porta deve ser especificado com maior cuidado. A Figura 1-4 apresenta o resultado de pesquisas internas (TGW) para o segundo semestre do ano de 2012 para sete veículos auditados, é um índice que contém reclamações de clientes nos itens facilidade/ dificuldade na abertura e fechamento da porta.

“O desenvolvimento de engenharia é geralmente uma relação entre maximizar o nível de confiabilidade do componente ou sistema e atingir as metas de custo.” (ZOU et al., 2003).

Figura 1-4 Pesquisa de satisfação TGW Wave 2 2012

Fonte: Pereira (2015)

Para que o valor de energia de fechamento de porta seja especificado é necessário identificar os componentes que o influenciam e o mais importante, o quanto influenciam. A construção física de veículos protótipo consome muitos recursos e tempo das montadoras. A fase protótipo é responsável pelo maior valor de investimento por parte da montadora e seus fornecedores, já que é nesta fase que ocorre a construção de ferramental, dispositivos de controle e testes com os veículos, conforme ilustrado na Figura 1-5.

Figura 1-5 Curva de investimento acumulado nas diferentes fases de projeto do produto

Fonte: Pereira (2015)

O atual desenvolvimento de produtos e sistemas automotivos é caracterizado por ciclos acelerados de produção, diversificação de produtos e aprimoramento da qualidade. Métodos de desenvolvimento virtuais integrados que combinam *design*, simulação e gerenciamento de produto são continuamente procurados. (Gfrerrer A., et al.)

A Figura 1-6 mostra um exemplo do processo de desenvolvimento conceitual de uma porta automotiva. Uma das maiores premissas é o estilo da carroceria. Os parâmetros e restrição relacionados ao quesito estilo são transferidos aos softwares CAE, que por sua vez, definem o conceito da porta por processo iterativo.

Nas indústrias automotivas, bem como seus fornecedores, um dos objetivos é a redução do tempo previsto para testes com protótipo e o custo dos mesmos, por

meio de simulações virtuais. Com o uso das simulações é possível reduzir o número de protótipos e ainda prever falhas e ocorrências antes da construção do ferramental dos componentes.

Assim como no trabalho de Hyung, atualmente a velocidade de fechamento de portas automotivas é medida somente através de métodos experimentais, quando a *performance* de fechamento da porta não é satisfatória, pode ser difícil identificar o fator principal relacionado ao problema.

Figura 1-6 Exemplo de processo de desenvolvimento de uma porta automotiva em fase conceitual

Fonte: Pereira (2015)

Portanto, o desenvolvimento de modelos analítico-numéricos que sejam capazes de prever o conforto do sistema frente a diferentes condições de operação são fundamentais em engenharia de produto. Uma vez detectada uma falha virtual, esta pode ser solucionada ainda no projeto. Se esta falha for verificada somente na fase

protótipo, é necessário modificar o ferramental do componente em questão, o que leva tempo e tem alto custo usualmente.

Cogotti (2008) afirma com propriedade que o tempo e custo de desenvolvimento de produtos devem ser otimizados de tal sorte que sejam utilizados menos recursos físicos materiais durante a fase protótipo no ciclo de desenvolvimento do produto. Um modelo de cálculo que pudesse estimar o valor de esforço de fechamento de portas e compará-lo aos especificados em projeto, poderia prever modificações ainda na fase de conceituação dos componentes, antes da liberação de engenharia para confecção do ferramental.

A evolução dos veículos de passeio, nos últimos anos, foi extremamente rápida devido ao aumento da competição entre as montadoras. Para acompanhar esta evolução, a melhoria contínua dos laboratórios de teste e técnicas de medição é necessária. Na realidade os requisitos para os novos modelos de veículos são mais e mais restritos, em qualquer caso nunca abaixo dos anteriores. Então, o tempo disponível para o desenvolvimento tende a ser reduzido, para que o veículo seja lançado no mercado no menor tempo possível.

Atualmente, os projetos devem minimizar o número de ensaios experimentais, de modo a colher com eficiência dados que caracterizem o material nas condições necessárias de estudo. Esses dados, analisados, fornecem o input necessário para simulação numérica do problema. Dessa forma, podem-se racionalizar os investimentos, direcionando novos poucos testes experimentais, em situações reais, para validação da caracterização. (Bugelli, 2010)

É comum por parte das empresas automotivas o uso de software para cálculo estrutural e de análise de impacto do tipo Elementos Finitos (Nastran® e Dyna®, por exemplo). Para a verificação e análise de componentes da suspensão e mecanismos utilizam-se software do tipo Multicorpos como, por exemplo, o ADAMS®, MSC.

Inicia-se um novo ciclo para a indústria automobilística no País, com o regime automotivo para o período 2013-2017 exigindo renovado compromisso de toda a cadeia automotiva quanto ao atendimento de metas de nacionalização e de investimentos em engenharia e inovação. (ANFAVEA, 2012)

Segundo Coelho (2008), observa-se no mercado atual a formação de um único mercado internacional, com a consequente diminuição das fronteiras e barreiras alfandegárias da maioria dos países, o que tem provocado uma competição acirrada

em todos os níveis da sociedade. Sendo assim, para que se atenda aos pedidos de clientes cada vez mais exigentes, surge a necessidade da fabricação de produtos altamente competitivos, que possuam alta qualidade, baixo custo e curto prazo de entrega.

Mediante os dados apresentados, pode-se concluir que o requisito técnico de conforto do veículo em fases pré-conceituais do projeto, a partir de seções, cortes de regiões do veículo e dados de componentes (curvas características). É imprescindível também determinar os maiores contribuintes no esforço de fechamento de portas para que sejam conhecidos os componentes que podem e deverão ter suas características e parâmetros modificados, uma vez que os valores de projeto não foram atendidos pelos componentes empregados no conjunto porta.

Sabendo que os componentes envolvidos no cálculo do esforço de fechamento de portas automotivas não são ideais, os mesmos apresentam curvas características que variam dependentemente de diversos fatores. Cada componente tem tolerâncias específicas em suas curvas de acordo com seu processo de fabricação, condição de montagem, variações em sua matéria prima, entre outros fatores.

Assim, é de extrema importância a definição da influência das variações de processo e tolerâncias de cada componente no valor de esforço de fechamento de portas.

Com a consideração das variações de processo, é possível estabelecer uma faixa de possíveis valores de esforço de fechamento e a partir daí realizar a análise de confiabilidade. A probabilidade de falha seria a probabilidade do valor do esforço de fechamento de portas estar fora da faixa especificada em projeto. Com o estudo de confiabilidade é possível determinar as etapas críticas do processo de fabricação de componentes, montagem dos componentes na porta e a montagem da porta no veículo. O modelo é capaz ainda de guiar o engenheiro de produto a determinar quais modificações no processo de manufatura são mais eficazes para atender o valor de esforço de fechamento de portas.

1.2 Objetivos

Os objetivos principais deste trabalho são:

- Elaborar um procedimento e modelo de cálculo para a determinação do esforço de fechamento de portas e a parcela de contribuição de cada um dos componentes, com base em curvas teóricas e/ ou curvas experimentais;
- Determinar a contribuição do desalinhamento e atrito do par trava/ trinco e batente na parcela de energia referente à fechadura de porta;
- Validação do modelo de cálculo por meio da comparação com dados experimentais;
- Prever a influência das tolerâncias de processo no valor final da energia de fechamento;
- Determinar a influência da degradação natural devido ao uso dos componentes no valor do esforço de fechamento;
- Realizar o estudo de confiabilidade do esforço de fechamento de portas.

Como estudos secundários pretende-se utilizar conceitos e ferramentas de diversas áreas como:

- Delineamento de experimentos;
- Medições de grandezas físicas;
- Métodos numéricos;
- Mecanismos;
- Método de Monte Carlo.

Pretende-se com este trabalho contribuir com os profissionais de Engenharia de Produto nas áreas de Carroceria, Mecanismos e Partes Móveis ou *Body Closures*, (tampas e portas automotivas) com a elaboração de uma ferramenta de cálculo para uso em qualquer fase de projeto, mas principalmente servindo para estimar inicialmente uma faixa de valores de energia de fechamento de porta no momento de sua conceituação e até na validação de veículos físicos (protótipo), baseado nas tolerâncias dos componentes envolvidos.

1.3 Estrutura da Tese

Esta tese está estruturada da seguinte forma:

Capítulo 1 – INTRODUÇÃO: Introdução e justificativa para a pesquisa;

Capítulo 2 – PORTAS AUTOMOTIVAS: revisão bibliográfica com conceitos fundamentais e caracterização de portas automotivas e seus componentes;

Capítulo 3 – MODELO DE CÁLCULO: explicitação do modelamento dos componentes do conjunto porta e definição da relação entre os mesmos e a energia de fechamento de portas;

Capítulo 4 – CONFIABILIDADE: definição e explanação dos métodos e procedimentos experimentais para medição do esforço de fechamento de portas;

Capítulo 5 – SIMULAÇÕES E RESULTADOS: apresentação das simulações, seus resultados e a comparação dos mesmos com valores experimentais;

Capítulo 6 – CONCLUSÕES : discussão sobre os resultados produzidos pelo presente estudo;

Capítulo 7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS: listagem das publicações consultadas.

2 PORTAS AUTOMOTIVAS

2.1 Conceituação de portas automotivas

O veículo automotor é comumente dividido em compartimentos por exemplo: habitáculo (ou compartimento de passageiros), compartimento do motor, *cockpit*, compartimento frontal e compartimento de carga.

No compartimento de passageiros existe um vão, usualmente localizado na lateral da carroceria, para acesso dos ocupantes. Este vão é fechado e selado pelo conjunto porta. Define-se então o sistema porta como o conjunto de componentes que fecha a abertura do painel lateral existente para entrada de ocupantes e/ou carga ao veículo.

O sistema porta deve permitir fácil entrada e saída do compartimento de passageiro e carga. Tem como responsabilidade também garantir estanqueidade para o controle climático do compartimento, minimizar a transmissão de ruído e impedir a entrada de água, poeira e detritos indesejáveis.

O conjunto porta também contribui para a resistência estrutural do veículo em caso de colisões, minimiza a obstrução visual, e permite ventilação do veículo.

Deve ainda apresentar valores de esforços de acionamento que atendam os requisitos do cliente, promovendo assim conforto. Ainda deve promover segurança à entrada do veículo quando este se encontra trancado.

Com o aumento da importância dada pelas pessoas no conforto de condução, o automóvel não é mais apenas uma ferramenta de transporte. As propriedades de NVH (*Noise & Vibration Harshness*) estão se tornando um rótulo do veículo e um dos principais fatores para seleção por parte do consumidor (WANG, et al., 2012).

Shigley (2008) define o “projetar” como formular um plano para satisfazer uma necessidade específica ou resolver um determinado problema, como representado na Figura 2-1. Se o plano resulta na criação de algo fisicamente real, então o produto deve ser funcional, seguro, confiável, competitivo, usável, manufaturável e comercializável.

Figura 2-1 Processo para definição da necessidade específica de projeto

Fonte: Shigley (2008)

O conjunto porta se relaciona com diversos fatores que influenciam o projeto do veículo, sendo considerado. Portanto, um conjunto complexo de difícil concepção e delicada validação.

O engenheiro de projeto nos dias atuais é desafiado a desenvolver um sistema de porta que equilibre uma série de requisitos distintos. Estes requisitos funcionais e de engenharia estão sendo avaliados analiticamente para a redução do ciclo de desenvolvimento de um veículo. O engenheiro de projeto precisa de conhecimento estrutural, desenvolvimento de guarnição, ruído de vento e intrusão de água, ruído e vibração e durabilidade de fechamento para balancear os requisitos. (BASKAR, O'KANE, 2004)

A Figura 2-2 mostra a interação do projeto da porta automotiva com outros requisitos do projeto do veículo.

Figura 2-2 Fatores de projeto com relacionamento com o conjunto porta

Fonte: Pereira (2015)

Em relação aos outros compartimentos do veículo, o sistema porta se inter-relaciona com diversos deles, o sistema deve suportar as cargas e vibrações transmitidas ao veículo vindos das oscilações e condições de pista em que o veículo se encontra, transmitidas da suspensão e chassis do mesmo.

Em conjunto com o compartimento de motor deve permitir fluxo de ar eficiente para o não embassamento dos vidros laterais. Em relação à área de acabamento interno, é necessário que o sistema porta permita e possibilite áreas de fixação e garanta folgas mínimas com peças de acabamento e revestimento em geral. O sistema porta comporta alguns sistemas de segurança como *airbags* laterais, sensores e outros estão localizados.

O conjunto deve suportar certas condições ambientais (como por exemplo, variações na temperatura e humidade) que o veículo possa ser exposto ao longo de sua vida útil, e deve manter toda e qualquer funcionalidade de acordo com a especificação de cada montadora.

O conjunto porta lateral normalmente tem nomes específicos para cada uma das regiões características. Os nomes mais relevantes empregados no estudo deste trabalho são ilustrados na Figura 2-3, e explicados nos itens que seguem.

Figura 2-3 Regiões características do conjunto porta

Fonte: Pereira (2015)

2.1.1 Quadro superior da porta

O quadro da porta, mostrado na Figura 2-4, tem função estrutural na porta e deve atender aos requisitos de resistência e rigidez impostos. Em caso de impacto lateral o quadro não oferece capacidade de bloqueio ou ainda dificuldade de intrusão, porém em impacto frontal, os reforços na linha de cintura são responsáveis em transmitir a energia à região traseira do veículo.

O quadro superior dentre todas as regiões da porta é o que apresenta maior deflexão em altas velocidades, devido ao ar que passa com alta velocidade no vão entre porta e a lateral do veículo, empurrando assim a porta para fora. Caso a

deflexão ultrapasse um valor limite, poderá ocorrer ruído de vento e intrusão de água e sujeira.

O quadro ainda deve oferecer estabilidade para que os vidros realizem o curso de subida/descida de maneira estável, sem ruídos ou movimentos bruscos.

Figura 2-4 Quadro superior da porta em modelo e foto

Fonte: Pereira (2015)

2.1.2 Linha de cintura

A linha de cintura do veículo, muitas vezes chamada de *beltline* ou *waistline*, compreende todo o contorno que delimita a superfície externa da lateral do veículo com a superfície dos vidros (conhecido como barril do vidro). A Figura 2-5 mostra dois exemplos de veículos com suas linhas de cintura marcadas, bem como suas linhas de caráter.

Figura 2-5 Detalhe de veículos com linhas de cintura e caráter demarcadas

Fonte: Pereira (2015)

As linhas de caráter⁴ são linhas para literalmente marcar o *design* do carro, definidas pela área de *Design* e Estilo. Comumente realizam a transição entre duas superfícies. São vincos positivos e negativos que junto ao estilo do veículo, o adornam esteticamente e contribuem para seu desempenho aerodinâmico, diminuindo o arrasto durante deslocamento.

2.1.3 Barril do vidro

Barril do vidro, ou ainda tonel para alguns, é a superfície que delimita as janelas e vidros laterais. É uma superfície, como indicado na Figura 2-6, de complexa conceituação, pois é ela que define a movimentação dos vidros laterais, critérios de visibilidade, as dimensões principais da porta e tem sua parcela de influência no pacote de guarnições.

Figura 2-6 Veículos com barril do vidro em detalhe

Fonte: Pereira (2015)

⁴ Também são conhecidas por *tornado linie* para montadoras alemãs e *feature line* para montadoras inglesas e estadunidenses.

2.1.4 Plano de assentamento da fechadura

A fechadura é montada no painel interno do conjunto porta. Para tanto, é necessário uma superfície plana para acomodá-la, conforme ilustrado na Figura 2-7. Alguns fabricantes, dependendo do conceito utilizado na porta, têm juntado ao plano de assentamento da fechadura um reforço metálico estampado, pois esta região do painel interno está sujeita a diversas solicitações mecânicas devido o impacto ao término do fechamento da porta.

Figura 2-7 Porta com plano de assentamento da fechadura em destaque

Fonte: Pereira (2015)

2.1.5 Plano de assentamento das dobradiças

As dobradiças têm função importante na abertura e fechamento da porta, possibilitando a rotação da mesma. Assim como no caso da fechadura a região de acomodação das dobradiças necessita ser uma superfície plana. A Figura 2-8

mostra em detalhe esta região. Algumas montadoras utilizam também um reforço estampado ou ainda têm o painel interno com mais de uma espessura, não necessitando de reforço adicional.

Figura 2-8 Porta com plano de assentamento das dobradiças em destaque

Fonte: Pereira (2015)

2.2 Tipos de construções de portas automotivas

Atualmente existem cinco conceitos de construções de portas laterais automotivas usados pela indústria automotiva, independente da montadora. Estas construções são diferentes em relação às características de desempenho e aparência, levando à necessidade de conceituação diferenciada para a estrutura, sistema de guarnições, limitador e dobradiças. O conceito escolhido para a porta influencia diretamente o *design* do veículo através do lateral do mesmo (painel lateral). As construções citadas são descritas nos itens que seguem.

2.2.1 Door Into Roof (DIR)

O conceito *door into roof*, literalmente significa porta até o teto. O conjunto se estende até o painel do teto, e normalmente sobrepõe-se na região de união entre painel lateral e teto.

O conjunto estrutural é formado pelos painéis interno e externo estampados inteiriços e compreende a região da lateral do veículo desde a soleira até o painel do teto.

Apresenta região de superfície pintada aparente para o ocupante no interior do veículo (região superior do painel interno). A Figura 2-9 mostra o conceito explicado.

Figura 2-9 Conceito de construção da porta DIR

Fonte: adaptado do manual Side Closures Handbook (2006)

Construção muito utilizada em veículos mais antigos, conforme Figura 2-10, como os veículos Renault Logan, Fiat Palio e Chevrolet Silverado. É um conceito que vem cada vez mais sendo descartado nos veículos recentes, devido ao alto índice de

refugo de material, vedação auxiliar necessária na coluna A e no teto e pela facilidade de apresentar ruído de vento da junção com o painel do teto (em altas velocidades).

É um conceito que não permite *facelift*⁵, devido ao barril do vidro estar “embutido” na estrutura do quadro da porta. Apresenta alta rigidez estrutural e qualidade de montagem e vedação. A área de design teve como seu conceito favorito por anos, devido ao fato de eliminar as linhas de corte de porta superior, ganhando assim em aparência.

Figura 2-10 Veículos construídos com portas com conceito DIR

Fonte: Pereira (2015)

2.2.2 Inlay (porta embutida no lateral)

Inlay, do termo inglês embutido, é um conceito na qual a estrutura da porta é constituída pelo painel interno e externo juntos, ambos estampados inteiriço, porém todas as linhas de corte da porta ficam visíveis e fazem união com a lateral do veículo, sendo a porta “embutida” no painel lateral. Apresenta região de superfície

⁵ *Facelift* é a atualização no *Design* do modelo novo de um veículo ao ser lançado no mercado, mudando –se os painéis externos, cores, estampas de tecidos e algumas linhas de caráter do mesmo, mas mantendo a estrutura do veículo a mesma que o modelo anterior.

pintada aparente no quadro do painel interno da porta, assim como o conceito DIR. A porta arremata com o painel lateral, é a construção mais comum e usada atualmente, sendo sua construção é ilustrada na Figura 2-11.

Figura 2-11 Conceito de construção da porta *Inlay*

Fonte: adaptado do manual Side Closures Handbook (2006)

Este conceito apresenta alto nível de qualidade de montagem, vedação e rigidez estrutural. Não permite *facelift* e tem custo adicional das guarnições, sendo um veículo exemplo mostrado na Figura 2-12. São exemplos deste conceito de porta os veículos Peugeot 306, VW Gol, Chevrolet Corsa e Ford Ecosport.

Figura 2-12 Veículos construídos com portas com conceito *Inlay*

Fonte: Pereira (2015)

2.2.3 *Applied Header*

Conceito conhecido pelo termo inglês *applied header* que significa literalmente quadro aplicado, também é chamado de *loose frame*, quadro solto. Construção na qual o quadro estrutural é um perfil rolado sob o vidro. O perfil rolado normalmente tem pintura automotiva na cor da carroceria ou preto. O quadro inteiro compreende um conjunto separado, os painéis interno e externo estampados acabam na linha de cintura.

Este conceito, ilustrado na Figura 2-13, apresenta pouco descarte na produção, com alto nível de qualidade. Os painéis internos e externos de ambos os lados podem ser estampados em um único estampo. Permite *facelift* e sua aparência se aproxima do conceito *frameless*. Seu processo de montagem é passível de maiores índices de problemas/ retrabalhos. A escolha do conceito de guarnição primária é limitado devido geometria do quadro com superfície de assentamento restrita, tem potencial vedação de qualidade média.

Figura 2-13 Conceito de construção da porta FUG *Applied Header*

Fonte: adaptado do manual Side Closures Handbook (2006)

Figura 2-14 Veículos construídos com portas com conceito FUG – *applied header*

Fonte: Pereira (2015)

Um ponto negativo é a união do quadro com o painel interno que apresenta o cordão de solda aparente para os ocupantes do veículo, o que não é problema nos conceitos *inlay* e DIR, uma vez que têm o painel interno inteiriço.

Este conceito é usualmente usada para veículos de luxo, conforme Figura 2-14, são exemplos deste conceito de porta os veículos Honda Fit, Chevrolet Cruze, Ford Fiesta e Kia Picanto.

2.2.4 Frame Under Glass (FUG)

Esta construção de porta apresenta o quadro estrutural sob o vidro, tem moldura para acabamento, e não tem região de superfície pintada aparente. O painel interno da estrutura da porta é inteiriço e o externo acaba na linha de cintura, conforme mostrado na Figura 2-15. Usualmente encontrada em veículos de luxo, como: VW Polo, Hyundai Elantra, Saturn Aura e Opel Vectra.

Figura 2-15 Conceito de construção da porta FUG

Fonte: adaptado do manual Side Closures Handbook (2006)

É normalmente reconhecida por ter boa qualidade de montagem e desempenho de vedação. Por ter seu painel interno inteiriço apresenta desvantagem em relação ao descarte de material. Seu processo de montagem necessita ser bem controlado, tem custo adicional no pacote de guarnições e não permite *facelift*. A aparência externa se aproxima do conceito *applied header*. A Figura 2-16 mostra exemplos de veículos com este conceito.

Figura 2-16 Veículos construídos com portas com conceito FUG – *full stamped inner*

Fonte: Pereira (2015)

2.2.5 *Frameless*

Não tem estrutura, formada pelo painel externo e interno acima da linha de cintura, conforme Figura 2-17, por isso chamado de *frameless* ou ainda *headerless*, do inglês sem quadro, o único componente acima da linha de cintura é o vidro, qual não representa estrutura suficiente quando comparado ao quadro metálico. As guarnições do vidro são montadas diretamente no painel lateral da carroceria. Normalmente, esta porta é aplicada em carros conversíveis, como na Figura 2-18, e de alto luxo.

Suas principais características são a ótima aparência e o menor descarte de material. Painéis interno e externo de ambos os lados podem ser estampados em um único estampo, e permite facilmente *facelift*. Apresenta pouca estabilidade no sistema de levantamento de vidros, vedação de qualidade média, e necessita

reforços adicionais, tendo custo elevado. Devido à estrutura da porta, a linha de cintura do veículo tende a ser mais alta.

Figura 2-17 Conceito de construção da porta *frameless*

Fonte: adaptado do manual Side Closures Handbook (2006)

Figura 2-18 Veículos construídos com portas com conceito *frameless*

Fonte: Pereira (2015)

São exemplos deste conceito de porta os veículos: Chevrolet Corvette, Ford Mustang, Chevrolet Camaro, Saab 9-3 conversível, VW Passat e Audi R8.

2.3 Subconjuntos do Sistema Porta

O sistema porta pode ser dividido em subsistemas ou ainda subconjuntos, como indicado na Figura 2-19, que por sua vez tem seus componentes agrupados por sua semelhança, aplicação e relacionamento funcional.

Figura 2-19 Principais componentes do sistema porta

Fonte: Pereira (2015)

2.3.1 Estrutura da Porta

Os componentes que integram a estrutura do veículo compõem o que é chamado de *body in white* ou *rohbau*, como ilustrado na Figura 2-20.

Figura 2-20 Vista da estrutura do veículo (*body in white*)

Fonte: Volkswagen (2014)

A estrutura da porta, também chamada de *door in white*⁶, compreende painel interno, painel externo, reforços, barra de impacto lateral e algumas peças pequenas de fixação, a estrutura da porta de um exemplo típico de veículo de passeio é mostrado na Figura 2-21. A estrutura é responsável, como o próprio nome já diz, pela estruturação da porta, provê rigidez, resistência a impactos, e resistência à vibração. A concepção da estrutura do veículo e otimização de massa é muito importante para o desenvolvimento de veículos. A porta deve satisfazer as exigências da rigidez e o desempenho de vibração. (SUN e YONG-CHEN, 2012).

Segundo Qing-fen, et al. (2011), a rigidez do conjunto, porta em relação às outras regiões da carroceria, é relativamente menor do que outras regiões da carroceria e pode ser facilmente danificada em caso de colisão lateral. Veículos equipados com barras de impacto lateral aumentam a rigidez da porta, melhoraram a segurança do veículo e protegem passageiros em caso de acidente. É então necessário o estudo dos problemas técnicos das barras de impacto lateral envolvidos em um acidente.

⁶ *Door in white* significa porta bruta e compreende todos os componentes que integram a estrutura da porta.

Figura 2-21 Vista explodida da estrutura da porta (door in white)

Fonte: Pereira (2015)

Os requisitos estruturais que a porta deve atender são exigidos por normas e legislação, de acordo com o mercado a ser comercializado. Como por exemplo, a lei dos Estados Unidos da América: 'FMVSS 214 – Proteção a impacto' lateral que, especifica os requisitos para proteção dos ocupantes em caso de impacto lateral. (FMVSS, 2008). A Figura 2-22 mostra um exemplo de teste físico de impacto lateral. No Brasil, as resoluções do Contran⁷ estabelecem os requisitos de proteção aos ocupantes e integridade do sistema de combustível decorrente de impacto nos veículos.

Existem ainda instituições específicas para a análise que contempla os ensaios de segurança do veículo como a NCAP e IIHS, algumas seguradoras consultam a nota do veículo nestas instituições para verificar o quanto o dano custará em caso de colisão.

⁷ Contran é o Conselho Nacional de Trânsito é o órgão máximo normativo, consultivo e coordenador da política nacional de trânsito, competente do Sistema Nacional de Trânsito, responsável pela regulamentação do Código de Trânsito Brasileiro. Foi criado pela Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997.

Figura 2-22 Foto de teste de impacto lateral

Fonte: FMVSS

2.3.2 Sistema de travamento de portas

O sistema de travamento de portas é um conjunto de mecanismos responsável pelo travamento das portas enquanto fechadas e também pelo destrave interna ou externamente.

Segundo Reuleaux (1876), um mecanismo pode ser definido como uma combinação de corpos rígidos ou resistentes de tal forma conectados que se movam um em relação ao outro com movimento relativo definido. Quanto a sua função, mecanismo é um sistema mecânico transformador de movimento. É responsável pela transformação de um ou mais movimentos de entrada disponíveis em um ou mais movimentos de saída desejados.

O sistema de travamento da porta dianteira é normalmente composto pela fechadura, batente da fechadura, maçaneta interna, maçaneta externa, pino/haste trava, cabos e liames.

Um exemplo de sistema de travamento com ligação por liames é mostrado na Figura 2-23 e o exemplo do acionamento da fechadura por cabos é apresentado na Figura 2-24.

Figura 2-23 Sistema de travamento de porta dianteira com liames

Fonte: Pereira (2015)

Dos sistemas aplicados à estrutura da porta, o sistema de travamento é o que mais sofre influência da legislação durante sua concepção, uma vez que são responsáveis em manter as portas fechadas em caso de colisão, seja ela qual for.

Figura 2-24 Sistema de travamento para porta dianteira com cabos

Fonte: Pereira (2015)

Dos requisitos dinâmicos, a resolução mais exigente é a de desaceleração. No chamado teste de inércia, o conjunto porta deve suportar um valor de 30g de desaceleração sem oferecer abertura ou destravamento das fechaduras ou destacamento de qualquer componente montado. Um comparativo das principais normas é descrito na Tabela 2-1.

Tabela 2-1 Comparativo das exigências de teste de inércia

Resolução	Longitudinal	Transversal
Contran 463/73		
FMVSS 571.206	30 g	30 g
ECE R11		
EEC 70/387		

Existem também os ensaios estáticos de tração e compressão que são realizados para verificar a resistência mecânica do engate entre fechadura e batente, conforme Tabela 2-2.

Tabela 2-2 Comparativo das exigências de testes estáticos

Resolução	Estágio secundário⁸		Estágio principal⁹	
	Longitudinal	Transversal	Longitudinal	Transversal
Contran 463/73	4630 N	4530 N	11340 N	9070 N
FMVSS 571.206	4500 N	4500 N	11000 N	9000 N
ECE R11	4500 N	4500 N	11000 N	9000 N
EEC 70/387	4530 N	4530 N	11340 N	9070 N

O sistema de fechamento da porta, incluindo os conjuntos de maçaneta interna e externa, a fechadura e batente, liames e cabos devem ser projetados de maneira a permitir todos os requisitos de uso do cliente. O sistema deve ter ergonomia,

⁸ Estágio secundário é o estágio em que o mecanismo da fechadura encontra-se na posição intermediária de travamento, usualmente a porta fica entre-aberta, comumente conhecida como “mal fechada”.

⁹ Estágio principal é o estágio em que o mecanismo se encontra na posição de travamento total, a porta está totalmente fechada.

funcionalidade, durabilidade e cada vez mais poder proporcionar segurança dos ocupantes.

2.3.2.1 Fechadura de porta

Fechaduras de portas automotivas são consideradas sistemas críticos de segurança devido às regulamentações, OEMs e Legislação. A construção do mecanismo de fechamento e travamento utilizado em fechaduras de portas varia de uma montadora para outra, baseado em parâmetros como volume ao redor, espaço, funções, massa, estrutura da porta, entre outros. Todos esses requisitos refletem nas especificações da engenharia de produto. (UDRISTE E NEGRUS, 2005).

O sistema de fechadura, mostrado na Figura 2-25, é composto por um conjunto de mecanismos que possibilitam a abertura e fechamento das portas, de maneira a prover entrada e saída do veículo. É previsto que este sistema forneça característica de travamento para impedir a entrada não autorizada no interior do veículo. Também é responsável pela retenção da porta na carroceria em situação de impacto, assim como deve prover dispositivos que avisem se as portas estão abertas. Deve atender diversas diretrizes de caráter legal, para que o veículo possa ser homologado¹⁰ no país/região de mercado. Os veículos atuais têm atuadores elétricos quase que em sua totalidade, para maior conforto e comodidade nos acionamentos.

Na indústria automotiva, há o uso crescente de componentes eletromecânicos ou mecatrônicos. Para validar tais componentes, o controle e resposta devem ser analisados levando em consideração o comportamento mecânico e o elétrico, incluindo a interação com outros componentes, desempenho em relação ao meio e faixa de tolerâncias. (THANAGASUNDRAM et al, 2013)

Bur et al (2003) propõem em seu trabalho uma fechadura de portas universal em que através de um estudo de otimização foi desenvolvido um mecanismo com um só motor para a variante elétrica, enquanto a maior parte das fechaduras elétricas utiliza dois motores.

¹⁰ (homólogo+ar2) vtd Confirmar por sentença ou autoridade judicial ou administrativa; aprovar.

É requisito obrigatório que o sistema sempre possa travar e destravar, requisito fundamental. Mesmo submetido às variações de temperatura altíssimas ou baixíssimas, o sistema deve funcionar.

Figura 2-25 Fechadura de porta dianteira elétrica

Fonte: Pereira (2015)

O sistema ainda deve fornecer mínimo esforço de atuação, pois é considerado um fator na qualidade do veículo. O esforço de abertura da fechadura deve ser reduzido, com conforto e ergonomia e percebido como de alta qualidade pelo consumidor.

De acordo com o mercado a ser comercializado deve atender às exigências legais, descritas como normas para que o veículo seja homologado, sendo exemplos destes: FMVSS 206, FMVSS 214, CONTRAN 221 e EURO NCAP. (CONTRAN, 2009; EURONCAP, 2008; FMVSS, 2008).

As molas¹¹ internas da fechadura são críticas para o funcionamento total do sistema, devem ser projetadas para atender rigidez, resistência e fadiga.

¹¹ A maioria dos fabricantes de mola utiliza um programa de projeto em computador que é vendido pela SMI (*Spring Manufacturers Institute*). De acordo com o Diretor Técnico da SMI Luke Zubek, existem três versões distribuídas pela SMI nos últimos dez anos. Nas três versões, somente a última versão, ASD 6.0, calcula a mola de torção corretamente. As outras versões usam o diâmetro externo da mola como o diâmetro médio e tem como resposta uma tensão menor do que a real. O programa ainda superestima a vida à fadiga das molas.

A mola de torção da fechadura é um componente da fechadura que abre e fecha a porta. Quando a porta se abre, a mola de torção leva a fechadura à sua posição inicial. Quando a porta do veículo se fecha, a força é aplicada à mola de torção, que por sua vez está ligada a uma alavanca, então é gerado torque. Quando a força é removida, a mola retorna. Este procedimento gera concentração de tensões, e com isso os componentes sofrem falha por fadiga. (LEE, et al., 2005).

Cada fechadura tem algumas curvas características, tais como: curva de acionamento do mecanismo de engate, curva de acionamento da trava, curva de acionamento do mecanismo de destrave interno, curva de acionamento do mecanismo de destrave externo e ainda a curva de acionamento do cilindro de chave (quando houver).

Para os veículos que não têm sistema de travamento central elétrico do tipo *easy entry* ou *passive entry*¹² existe um cilindro de chave para o acionamento do conjunto fechadura no exterior do veículo.

A curva característica essencial para o cálculo da energia de fechamento de portas é a de força de inserção do batente na fechadura em função da distância que a trava circular foi deslocada linearmente, conforme Figura 2-26, que é a relação da força que a trava circular exerce contra o pino do batente da fechadura de porta e do deslocamento da trava circular. No instante do engate da trava no pino, a mesma sofre deslocamento circular, comprimindo assim a mola do trinco. Lee et al. (2005) consideraram a mola de retorno da trava circular como componente crítico para o funcionamento da fechadura, e através de um estudo de confiabilidade, determinaram o tempo até a mola falhar e os principais modos de falha, entretanto o estudo não engloba a influencia desta mola na curva característica da fechadura.

Udriste e Negrus (2005) analisam o mecanismo de travamento da fechadura do mesmo fabricante da estudada neste trabalho, com mesmo conceito de funcionamento. Realizam a análise de mobilidade através da formula de Grubler para mecanismos planares, porém os resultados do trabalho limitam-se ao estudo da mobilidade do mecanismo e não aborda a análise dinâmica do mecanismo em questão.

Okada (2008), Andiano et al. (2012) e Fujihara e Ishiguro (2011) em suas respectivas patentes analisam o mecanismo interno da fechadura propondo

¹² *Easy entry* ou *passive entry* é o sistema que permite o destravamento das fechaduras pela proximidade do condutor ao veículo portando um *transponder*, não sendo necessário acionamento de nenhum botão/controle para abertura.

mecanismos de segurança para destrave, contudo, nenhuma patente estuda a influência do mecanismo da fechadura no esforço de fechamento de portas.

Huang et al (2011) dão ênfase em seu trabalho para um modelo que seja capaz de calcular a menor velocidade necessária para o fechamento da porta, em seu modelo a influencia do componente fechadura de porta no esforço de fechamento foi obtido através de dados experimentais do fornecedor de guarnições, não apresentando resultados da influência de atrito e desalinhamento da fechadura, diferente do proposto neste trabalho.

Pereira e Souza (2010) consideram em seu modelo de estimação somente uma parcela da curva experimental, não relacionando a curva característica da fechadura com o modelo de esforço.

A curva característica é levantada experimentalmente, a partir de uma fechadura montada na mesma posição de projeto (montagem no veículo) em bancada e colocada na máquina universal de tração/compressão, sendo é medida a força necessária para fazer o mecanismo funcionar engatando a trava circular, conforme Figura 2-27.

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-27 Ensaio para levantamento da curva característica de fechadura

Fonte: Pereira (2015)

Outras publicações como Takahashi e Farris (2009), Tomaszewski e Kaczmarczyk (2010) e Akizuki et al. (2012) analisam o mecanismo do conjunto fechadura com foco no acionamento, redução do número de componentes, redução das forças de acionamento das alavancas de abertura, sem qualquer menção à energia necessária para o funcionamento do mecanismo como um todo e consequentemente o esforço de fechamento de portas.

2.3.2.2 Batente da fechadura de porta

O batente da fechadura de porta, Figura 2-28, é a contra-peça da fechadura, sendo ancorado na coluna B para a porta dianteira e na coluna C para a porta traseira. Ele é responsável pelo engate junto à trava circular da fechadura, e não pode apresentar qualquer deflexão enquanto o veículo está em movimento, caso contrário a porta se movimentaria em excesso, ou ainda poderia se abrir indevidamente.

O batente junto da fechadura, conforme citado anteriormente, é responsável pelo acoplamento dinâmico do conjunto porta com o painel lateral da carroceria, e deve atender as exigências legais dispostas nas Tabela 2-1 e Tabela 2-2.

Figura 2-28 Exemplos de batente de fechadura de porta

Fonte: Pereira (2015)

2.3.2.3 Maçaneta interna e externa

As maçanetas são normalmente alavancas que possibilitam a abertura das portas por meio do acionamento do mecanismo da fechadura. A maçaneta interna, Figura 2-29, se relaciona com o sistema de travamento e abertura por cabos ou liames, acionando as alavancas de trava/destrava e abertura interna, e possibilitando a saída do veículo pelo ocupante.

Figura 2-29 Exemplo de conjunto maçaneta interna de porta

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-30 Ensaio de medição de força de acionamento na maçaneta interna

Fonte: Pereira (2015)

Como parâmetro de conforto a força de acionamento da maçaneta deve atender um valor máximo estipulado por cada montadora, como ilustrado na Figura 2-30.

A força de acionamento para abertura da porta pelo interior do veículo é medida com o uso de dinamômetro. Sua curva característica ilustrada na Figura 2-31 indica a força realizada, tracionando a maçaneta interna em função do deslocamento linear do ponto de medição.

Figura 2-31 Exemplo de curva da força de acionamento da maçaneta interna

Fonte: Pereira (2015)

A maçaneta externa, Figura 2-32, é um conjunto composto pela alça e seu reforço¹³. O reforço é montado no painel externo da estrutura da porta e a alça é montada no reforço. O conjunto se relaciona com a fechadura por meio de alavancas, cabos e liames, possibilitando a entrada ao habitáculo do veículo.

Figura 2-32 Conjunto maçaneta externa de porta

Fonte: Pereira (2015)

O conjunto maçaneta deve suportar a condição de mau uso e tentativa de intrusão forçada, para tal é especificado um valor máximo para extração do conjunto e/ou falha por ruptura. A Figura 2-33 ilustra o procedimento utilizado para os ensaios de tração e medição de força de acionamento.

O valor da força de ruptura ou falha chega a ser cerca de 20 vezes o valor máximo da força de acionamento, para que em situações de entrada de sujeira no mecanismo, temperaturas extremamente baixas com congelamento e ainda o mau uso pelo usuário a mesma não perca funcionalidade. A Figura 2-34 exemplifica uma curva de acionamento, indicando a força necessária para a abertura da porta, medida com dinamômetro, em função do deslocamento linear do ponto de medição.

¹³ É muito comum o uso dos termos *bracket* em inglês e *lagerbügel* em alemão para designação do reforço da maçaneta externa.

Figura 2-33 Ensaio de medição de força de acionamento e extração da maçaneta externa

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-34 Exemplo de curva da força de acionamento da maçaneta externa

Fonte: Pereira (2015)

2.3.3 Limitador de porta

O limitador de porta tem a função principal de manter a porta aberta em posições pré-determinadas enquanto o ocupante sai do veículo. Ele auxilia na entrada e na saída do veículo, para que a porta permaneça aberta e não volte contra o usuário em situações como a presença de ventos fortes e estacionamento em rampas e ladeiras.

Nayak e Im (2006) definem que o requisito funcional do limitador é oferecer alta resistência ao movimento da porta durante a abertura/fechamento em certos pontos de “parada”. Essa resistência deve ser superada pelo esforço adicional do operador tirando a porta destes pontos.

Idealmente o limitador não deveria oferecer resistência ou a mínima possível fora dos pontos de parada.

O limitador é composto pelo corpo ou cursor, fixado (embutido) no painel interno do conjunto porta, a haste, responsável pelo travamento da posição através de sua geometria, os pinos deslizantes integrados ao corpo do limitador e do mancal que é fixado às colunas A e B no painel lateral do veículo, conforme Figura 2-35. O corpo desliza sobre a haste por meio do contato dos pinos deslizantes que aplicam força de compressão à haste por possuírem molas internas.

Figura 2-35 Exemplo de limitador de porta

Fonte: Pereira (2015)

O projeto considerado excelente do limitador de porta em conjunto com as dobradiças e estrutura é aquele que armazena energia suficiente na curva do limitador para que a porta se feche sozinha, sem necessidade de impulso adicional pelo usuário. Este só precisa vencer o último estágio do limitador para que o mesmo “descarregue” a energia acumulada no evento de fechamento da porta.

O limitador tem sua curva característica de torque em função do deslocamento do cursor, conforme a Figura 2-36.

Figura 2-36 Exemplo de curva característica do limitador de porta

Fonte: Pereira (2015)

A geometria da haste tem ondulações que servem para oferecer maior resistência ao movimento do cursor e manter a posição até que um valor de força maior que o de sustentação seja aplicado externamente pelo usuário. A curva reproduz estas ondulações, ou ainda bossas, como picos e vales que correspondem às posições pré-definidas da porta aberta, conforme Figura 2-37.

Figura 2-37 Relação entre geometria da haste e curva característica do limitador de porta

Fonte: Pereira (2015)

2.3.4 Dobradiças

As dobradiças são vínculos rotativos entre a porta e o painel lateral com a função de manter o conjunto porta suspenso e proporcionar a capacidade de movimento circular em torno de seu próprio eixo. O objetivo do sistema de dobradiças é permitir que as portas sejam abertas e fechadas oferecendo como resistência o mínimo torque possível. O sistema de dobradiças compreende duas dobradiças para cada porta, que podem ser de pivotamento simples ou duplo, sendo as superiores representadas na Figura 2-38 e as inferiores na Figura 2-39.

Figura 2-38 Exemplo de dobradiças superior com pivotamento simples e duplo respectivamente

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-39 Exemplo de dobradiças inferior com pivotamento simples e duplo respectivamente

Fonte: Pereira (2015)

As dobradiças têm uma curva característica de torque em função da rotação em torno de seu próprio eixo, exemplificada na Figura 2-40, levantada virtualmente em *softwares* específicos ou experimentalmente em laboratório. Nayak e Im (2003) em seu trabalho consideram as dobradiças como juntas rotativas (pino) que une o painel interno da porta ao painel lateral da carroceria, citam também que o atrito do mecanismo pode ser considerado em seu modelo como um torque resistivo na própria junta, a partir de medições experimentais.

Mourelatos et al. (2009) também consideram em seu modelo de calculo o atrito do mecanismo como um torque resistivo, o trabalho apresenta o calculo somente na posição nominal das dobradiças, desconsiderando as variações oriundas do processo de fabricação e montagem.

Figura 2-40 Exemplo de curva característica das dobradiças de porta

Fonte: Pereira (2015)

A dobradiça, por se tratar de um mecanismo dotado de unicamente um vínculo rotativo apresenta resistência ao movimento oriunda do atrito pela interferência entre pino e furo.

Pereira e Souza (2010) em seu modelo simplificado utilizam o valor médio de torque resistivo, medido experimentalmente, somente na posição nominal de montagem. Diferentemente, Jei (2011) afirma que o eixo das dobradiças tem influência direta no esforço de fechamento de portas e apresenta a análise de regressão múltipla em relação ao eixo das dobradiças, também faz uma breve menção à importância do projeto da inclinação dos eixos. Seu trabalho apresenta os fatores que influenciam o esforço de fechamento de portas.

2.3.5 Guarnições

O objetivo das guarnições ou comumente conhecidas como vedações é vedar/selar o compartimento de passageiros, de carga e do motor prevenindo a intrusão de água, poeira e outros contaminantes, bem como, oferecer resistência como barreira

prevenindo o ruído de vento e o ruído proveniente da via em que o veículo está sendo usado. Bein, et al. (2008), afirmam que o ruído está sendo considerado um dos piores tipos de poluição mundialmente, e que conceitos que propiciem a atenuação ou eliminação do mesmo são necessários em diversos tipos de produtos em desenvolvimento para proteção dos usuários.

As guarnições também devem auxiliar na estética (forma, geometria, aparência e acabamento), na redução dos ruídos provenientes do fechamento de porta, prover estabilidade evitando “*squeak and rattle*”¹⁴, e tem influência nos esforços necessários para a abertura e fechamento da porta.

As guarnições são divididas em guarnições primárias, secundárias e auxiliares, e cada uma delas tem conceitos específicos de fixação e atuação. As guarnições de porta podem ser fixadas no próprio conjunto porta e/ou no painel lateral.

Usualmente as guarnições compõem pacotes de vedação conforme o nível de qualidade e desempenho esperado do veículo.

O sistema de vedação dupla permite menor custo por peça, menor tempo de desenvolvimento pela engenharia e número de peças reduzidas quando comparado ao sistema de vedação triplo. O sistema triplo de vedação permite o melhor desempenho ao ruído de vento, ruídos provenientes da pista e intrusão de água, poeira e sujidades quando comparado aos demais sistemas de vedação. Estes sistemas são indicados na Figura 2-41.

¹⁴ *Squeak and rattle* é a denominação comum utilizada por grande parte das OEMs para referir-se aos ruídos típicos e característicos. *Squeak* são ruídos do tipo rangidos e chiados e *rattle* são os que lembram chocalhos e batidas leves.

Figura 2-41 Exemplo de sistema duplo e triplo de vedação

Fonte: Pereira (2015)

2.3.5.1 Guarnição primária e secundária montadas no painel lateral

Uma guarnição montada no painel lateral é uma peça com seção contínua ou variável extrudada, como indicado na Figura 2-42. A mesma é instalada em todo o contorno do vão da porta na flange do painel lateral. Esta guarnição pode ainda ser cravada na flange para ter uma melhor retenção, com o uso de ferramentas pneumáticas de cravamento em flange. Algumas montadoras utilizam adesivos butílicos na região de montagem da guarnição para melhorar o desempenho de vedação assegurando que a guarnição compense possíveis variações dimensionais da flange da carroceria.

Quando o pacote de guarnições contempla a guarnição primária montada no conjunto porta, o veículo recebe uma guarnição secundária montada na flange, sendo uma segunda barreira para sujeira e ruídos externos.

Figura 2-42 Exemplo de seção transversal de guarnição primária montada na flange

Fonte: Pereira (2015)

2.3.5.2 Guarnição primária montada no painel interno da porta

As guarnições primárias montadas na porta, cuja seção transversal é mostrada na Figura 2-43, podem necessitar de detalhes moldados (sobreinjetados) nos cantos superiores da coluna B e uma transição moldada na região de assentamento do espelho retrovisor externo, na linha de “cintura” do veículo.

Figura 2-43 Exemplo de seção transversal de guarnição primária montada na porta

Fonte: Pereira (2015)

Dependendo da arquitetura e cinemática de abertura da porta, guarnições montadas na porta podem ainda necessitar de dois perfis distintos, um para acima e outro

abaixo da linha de cintura, como é ilustrado na Figura 2-44. Na região acima da linha de cintura utiliza-se o perfil *a* e na região abaixo da cintura o perfil *b*.

Figura 2-44 Exemplo de guarnição montada na porta com dois perfis distintos

Fonte: Pereira (2015)

As funções primárias da guarnição primária montada na porta são:

- a) Prevenir a intrusão de água, ar, ruído e poeira no compartimento de passageiros através da interface da porta e painel lateral;
- b) Permitir esforço de fechamento de porta apropriado, como especificado nos requisitos de projeto;
- c) Interface com os componentes de acabamento interno de maneira a apresentar aparência agradável de acordo com o tema de estilo/ *design* do interior do veículo.

As funções secundárias da guarnição primária montada na porta são:

- a) Auxiliar o batente no fenômeno de *overslam*¹⁵, prevenindo o contato da porta com os componentes do painel lateral.
- b) Contribuir positivamente para o ruído de fechamento, ou seja, reduzindo o mesmo;
- c) Contribuir para a eliminação de vibrações provenientes do fechamento da porta;

¹⁵ *Overslam* é o nome dado ao fenômeno de fechamento abusivo do conjunto porta contra o painel lateral da carroceria, podendo ser causado por mau uso ou ainda o fechamento brusco da porta em caso de estacionamento em rampas.

2.3.5.3 Guarnições auxiliares

Guarnições auxiliares são peças com um grau de complexidade menor quando comparadas às guarnições primárias e secundárias, por apresentarem seção transversal de geometria usualmente considerada simples, assim como os cantos moldados e sobreinjetados. As Figura 2-45, Figura 2-46 e Figura 2-47 mostram exemplos de seção transversal de guarnições auxiliares com simples perfis extrudados e peças com cantos moldados (sobreinjetados).

A principal função do sistema de guarnições auxiliares é defletir vento, água, poeira e eventuais impurezas da guarnição primária.

As guarnições montadas no painel lateral se relacionam com o painel lateral, os painéis de porta, molduras, revestimentos de teto, soleiras e o painel de instrumentos. As guarnições montadas na porta se relacionam com os painéis de porta, as molduras e o painel lateral. As guarnições superiores auxiliares se relacionam com o painel lateral, os painéis de porta e o encapsulamento do para-brisa.

Figura 2-45 Exemplo de guarnição auxiliar de soleira

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-46 Exemplo de guarnição auxiliar de soleira

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-47 Exemplo de guarnição auxiliar de quadro

Fonte: Pereira (2015)

A Figura 2-48 mostra um perfil de guarnição auxiliar montado na região acima da linha de cintura na coluna B do veículo para vedar o vão entre as portas dianteira e traseira, com o intuito de aprimorar o desempenho em relação ao ruído de vento.

Figura 2-48 Exemplo de guarnição auxiliar de quadro (coluna B)

Fonte: Pereira (2015)

2.3.5.4 Pacote de Guarnições para *Inlay*

Em uma porta de construção *Inlay*, a guarnição é fixa com uma canaleta de perfil C soldada ao quadro superior da porta, e “pinheirinhos” na região da coluna B e abaixo da linha de cintura, como indica a Figura 2-49. São usadas também duas seções diferentes, uma na região superior do quadro da porta, com uma guarnição auxiliar integrada ao perfil, e outra que cobre o canto superior da coluna B e abaixo da linha de cintura. Cantos moldados também são utilizados nos cantos superiores da coluna B e na transição na região do espelho retrovisor externo.

Figura 2-49 Exemplo de clipe tipo pinheirinho

Fonte: Pereira (2015)

2.3.5.5 Pacote de Guarnições para *Applied Header*.

Este sistema compreende um quadro de aço rolado acima da linha de cintura soldado ao painel interno da porta. Isto constitui a estrutura acima da linha de cintura e as guias do vidro. A guarnição montada na porta é fixa por meio de uma canaleta perfil C formado pela seção rolada acima da linha de cintura. Abaixo da linha de cintura são usados cliques tipo “pinheirinhos”. Este sistema apresenta duas seções diferentes, uma na região superior do quadro da porta, com uma guarnição auxiliar integrada ao perfil e outra que cobre o canto superior da coluna B e abaixo da linha de cintura. Cantos moldados também são utilizados nos cantos superiores da coluna B e na transição na região do espelho retrovisor externo.

2.3.5.6 Pacote de Guarnições para *Frame Under Glass (FUG)*

Para a porta do tipo FUG, a guarnição primária montada na porta pode ser uma extrusão simples. A guarnição auxiliar superior é fixada com cliques do tipo “pinheirinhos” ao redor de todo o contorno da porta. Alguns veículos apresentam o uso de fita dupla-face na região superior do quadro da porta, para melhorar a retenção, porém os projetos mais novos dispensam o uso de tal fita baseando-se em resultados de testes bem sucedidos em que não houve diminuição do desempenho da guarnição.

2.3.5.7 CLD (*Compression Load Diagram*)

O coeficiente que mostra a força de reação que a guarnição oferece em função de sua deflexão é função de características não lineares do material, geometria e da margem de vedação (interferência com o bulbo). O meio mais comum deste coeficiente ser representado e conhecido entre os fabricantes de vedações é CLD, do termo em inglês *compression load diagram*, ou ainda diagrama de carga de compressão. O CLD é basicamente a curva da força em função da deflexão do bulbo ou lábio da guarnição. É uma característica não linear, função da geometria da seção transversal (perfil) e das propriedades não lineares do material.

Elastômeros são materiais visco elásticos. Suas propriedades mecânicas são dependentes da deflexão/ deformação, frequência e temperatura. Em adição, a geometria da guarnição é geralmente complexa, o que comumente implica em um modelamento com alto nível de detalhes, incluindo o modelamento do comportamento do atrito com suas contra-peças. Na análise estática das propriedades mecânicas das guarnições, Wagner et al. mostraram o uso do método dos elementos finitos não linear para definição do desempenho e comportamento de guarnições automotivas. (Wagner et al., 2007 apud Stenti et al., 2008)

As curvas de CLD são normalmente determinadas como força de compressão em função da deflexão em um determinado trecho de comprimento conhecido e definido da guarnição. Usualmente são utilizados trechos de 100mm e 200mm. O CLD pode ser obtido experimentalmente através de amostras dos perfis extrudados montados em bancada e submetidos a esforços de compressão no bulbo de cada guarnição (Nayak e Im, 2003). A partir da magnitude de deformação e da força aplicada é levantada uma curva de CLD. A Figura 2-50 mostra o ensaio experimental para levantamento do CLD de uma típica guarnição primária.

Virtualmente, o CLD pode ser calculado através da aplicação do método dos elementos finitos, como ilustrado um exemplo na Figura 2-51. Usualmente os fabricantes de guarnições executam os cálculos virtuais e os certificam com medições experimentais.

Figura 2-50 Ensaio experimental em guarnição primária para conhecimento e verificação do CLD

Fonte: Pereira (2015)

Profundamente, além das propriedades de isolamento da guarnição em vedar o vão entre a porta e o painel lateral, existem limitações em relação a máxima força permitida para o fechamento desta porta. Esses tipos de construção fazem necessário acompanhar a força de fechamento envolvida, cedo durante o projeto do perfil da guarnição. (Ordieres-Meré et al., 2008)

Figura 2-51 Análise virtual de deflexão e cálculo do CLD via MEF

Fonte: Pereira (2015)

Conforme a porta se fecha a deflexão para um mesmo bulbo acontece de maneira diferente dependendo da região da porta, por isso são verificadas as curvas e meios de deflexão dos bulbos e lábios para cada região específica da porta, cujas regiões principais são mostradas na Figura 2-52.

Wagner (1997) em um estudo interno da montadora Ford apresenta resultados e conclui que as guarnições são responsáveis aproximadamente entre 35-50% da força para fechar a porta, com base nesses resultados Zhu et al. (2002) propõe um método experimental para determinar a curva característica da força em função da deflexão do bulbo (CLD) e suas conclusões são de grande importância para o estudo da deflexão em modelos de elementos finitos. Em outro estudo Zhu et al. (2004) aprofunda o modelamento de uma guarnição primária pelo método dos elementos finitos, considerando características diferenciadas entre o bulbo e a base da guarnição.

O ângulo de ataque do painel interno do conjunto porta é diferente para cada uma das regiões que compõem o perímetro da guarnição, o mesmo perfil de guarnição apresenta curvas diferentes para o mesmo valor de deflexão, como ilustrado na Figura 2-53, Figura 2-54, Figura 2-55, Figura 2-56 e Figura 2-57. As curvas apresentam a força necessária para deflexão do bulbo, a cada trecho de 100mm do perfil extrudado, em função da deflexão linear do bulbo.

Figura 2-52 Regiões do contorno da porta estudadas para cálculo do CLD das guarnições

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-53 Exemplo de curva de CLD para a zona 1 do perímetro da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-54 Exemplo de curva de CLD para a zona 2 do perímetro da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-55 Exemplo de curva de CLD para a zona 3 do perímetro da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-56 Exemplo de curva de CLD para a zona 4 do perímetro da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Figura 2-57 Exemplo de curva de CLD para a zona 5 do perímetro da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Sandrini et al. (2008) afirmam que a partir da modificação do perfil do bulbo da guarnição é possível obter diferentes curvas de CLD, e consequentemente um comportamento diferente durante o fechamento da porta, logo, altera o valor de esforço de fechamento.

Diferentemente dos estudos citados, onde o objetivo principal era verificar a deflexão do bulbo da guarnição, Huang et al. (2011) apresentam um modelo MEF para calcular a energia absorvida pela guarnição durante o fechamento da porta.

Um dos poucos trabalhos a considerar a influência da posição da guarnição, a deformação de montagem e sua variação na energia de fechamento de porta, modela não só a seção transversal da guarnição como todo o perímetro ao redor da porta com o objetivo de definir a velocidade mínima de fechamento de porta. (Moon et al., 2011).

2.3.6 Mecanismo levantador de vidros

O mecanismo levantador de vidros, pelo próprio nome, é responsável pelo acionamento da movimentação dos vidros laterais do veículo ou ainda os vidros da porta. Os mecanismos podem ter seu acionamento mecânico, manual ou elétrico (por meio de motores elétricos), o que constitui num valor de massa considerável no conjunto porta.

Jian, et al., (2005) definem em seu trabalho que o mecanismo de vidro deve ter não somente altamente sua estrutura anti-fadiga como extremamente resistente ao desgaste e aos efeitos da corrosão, pois influenciam diretamente a vida e confiabilidade do mecanismo.

A Figura 2-58 exemplifica mecanismos levantadores de vidro com conceito de trilho duplo e simples respectivamente, que são definidos com base no tamanho e massa do vidro.

Figura 2-58 Mecanismo de vidro com trilho duplo e simples

Fonte: Pereira (2015)

Dentro da indústria automotiva há uma pressão considerável para reduzir o peso do veículo, a fim de melhorar a eficiência, reduzir o consumo de combustível e, portanto, melhorar os níveis de poluição. Contra isso, a expectativa do cliente é cada vez maior, de tecnologia mais e mais e outros acessórios elétricos, que aumentam o peso do veículo tão rápido quanto os designers o reduzem! É, portanto, ainda mais importante para aperfeiçoar os projetos e garantir a máxima eficiência para o peso mínimo. Vidros elétricos, por exemplo, tem se tornado uma característica padrão esperado na maioria dos carros modernos, no entanto os motores adicionam peso à as portas, que são também uma área crucial para a segurança, (proteção contra impacto lateral) e ainda tem que ficar o mais leve possível para reduzir peso total, e para assegurar a facilidade de uso. (TOMLINSON e CALVERT, 2004)

2.4 Principais Fatores Considerados no Desenvolvimento de Portas

Como se considera o conjunto porta como um sistema extremamente complexo, existem alguns fatores que devem ser observados com cautela, pois interferem no resultado físico do conjunto após sua confecção e montagem.

Os fatores explicados nos itens que seguem, ao serem incorporados no projeto durante sua conceituação, caso não sejam compensados, devem também ser considerados no cálculo da energia de fechamento de porta.

2.4.1 Overbend

Overbend, do termo inglês hiper-flexão, é o nome dado à compensação feita no quadro superior da porta, como mostrado na Figura 2-59. O quadro da porta é dimensionado em condição de projeto, de acordo com as superfícies de *Design* e *Estilo*, e então é rotacionado para dentro do veículo. Como a rigidez do quadro superior da porta é menor que a porção inferior e ambos estão expostos aos esforços dos mesmos componentes, como contra-peças, guarnições e batentes, o quadro superior tende a se deslocar para fora do carro, saindo da condição de projeto.

O propósito do *overbend* é atingir os requisitos de ajuste e acabamento de *flushness*¹⁶ do conjunto porta sem comprometer os objetivos de desempenho de ruído de vento e intrusão de água.

O chamado *overbend* compensa a deflexão que ocorre no conjunto da porta, quando esta é instalada no veículo. Forças oriundas da ação de outros componentes do sistema porta causam esta deflexão (exemplo: guarnições, batentes, molas, etc.). O *overbend* não deve ser confundido com *overcrown*, este é necessário na fabricação de estampos de maneira a definir que o efeito mola do metal seja minimizado.

O *overbend* é previsto nos modelos matemáticos do sistema porta, o conjunto é modelado na condição de projeto e com *overbend* também. Todos os componentes da porta devem ser levados em consideração no momento do cálculo do *overbend*, assim como o material dos painéis de porta e as especificações de folgas.

Figura 2-59 Representação esquemática do *overbend*

Fonte: Pereira (2015)

Ao incorporar *overbend* é esperada a redução de problemas de ajuste na linha de montagem e questões de qualidade, normalmente avaliadas no J.D. Power em relação ao esforço de fechamento de porta, ruído de vento e intrusão de água. (BASKAR, O'KANE, 2004).

¹⁶ *Flushness*, do termo inglês plenitude, é o nome dado ao alinhamento de superfícies, por exemplo, do painel externo da porta com o painel lateral da carroceria, ou ainda dos para-lamas com o painel externo da porta.

No caso do *overbend* mal dimensionado, após a instalação da porta na carroceria, esta poderá ficar desalinhada em relação ao vão da porta. Neste caso, as guarnições estão sujeitas a uma leve torção, qual deforma elasticamente o bulbo da mesma, fazendo com que o desempenho de vedação seja afetado, e consequentemente o esforço de fechamento mude, devido ao fato da guarnição já não se encontrar em condição de projeto.

O fechamento cíclico com as guarnições torcidas, além de prejudicar seu desempenho, leva também a um maior desgaste das mesmas, diminuindo a vida útil do pacote.

2.4.2 Door Sag

Após a montagem da porta na carroceria e a montagem de todos os componentes aplicados ao conjunto, a porta pode ceder verticalmente no momento em que desengata o primeiro estágio da fechadura do batente, devido ao aumento de peso da porta, à variação de posição de montagem e faixas de tolerâncias.

A este fenômeno se dá o nome de *door sag*, representado na Figura 2-60. No caso da porta dianteira, na pior das hipóteses, pode resultar no contato do conjunto porta com o painel lateral externo na região superior da coluna B, num carro 3 portas¹⁷ ou ainda resulta em contato com a porta traseira na região do quadro da porta próximo a região da coluna B. No caso da porta lateral traseira, o contato ocorre com o painel lateral externo ou o painel de acesso lateral¹⁸ (caso exista no veículo). No caso do painel de acesso lateral, ou porta suicida, o contato ocorre na linha de folga entre as portas. Em cada um dos casos, este contato tem potencial para danificar a pintura na região do painel lateral externo ou no quadro da outra porta.

¹⁷ Usualmente carros citados como três portas são veículos *hatchbacks* que contém duas portas laterais e uma porta traseira, que tampa o porta malas. Quando estes, *hatchbacks*, têm quatro portas laterais são comumente chamados de veículos cinco portas, duas laterais dianteiras, duas laterais traseiras e uma porta traseira. Os chamados de quatro portas são veículos sedãs com quatro portas laterais e uma tampa traseira, ao contrário do *hatchback*.

¹⁸ O painel de acesso lateral é uma porta lateral de dimensões reduzidas, usada normalmente em veículos com cabine estendida, que necessitam de algum tipo de acesso para cargas, ex: picapes, SUVs, vans, etc.

Figura 2-60 Representação esquemática do *door sag*

Fonte: Pereira (2015)

O pacote de guarnições também deve ser considerado. Quando são usadas guarnições montadas no painel de porta, a guarnição pode enrugar junto ao painel lateral externo ou ainda junto a outra guarnição montada no painel lateral, danificando assim as guarnições e/ou causando ainda perda de vedação. É importante simular essa condição através do estudo da cinemática de fechamento da porta, verificando todas as folgas em seu contorno, evitando assim problemas de qualidade no futuro.

O fenômeno de *door sag* tem influência direta no esforço de fechamento da porta, pois o conjunto porta deixa de atuar na condição de projeto. Quando a porta cede, o centro de gravidade do conjunto é deslocado e rotacionado. Nesta nova condição o cálculo do esforço de fechamento é diferente do que o inicial de projeto, assim como as possíveis e eventuais torções nas guarnições aumentam a rigidez das mesmas, servindo assim de uma resistência maior no momento do fechamento. O *door sag* é calculado usualmente pelo método dos elementos finitos, como pode ser visto na Figura 2-61, de maneira a prever possíveis interferências do conjunto.

Figura 2-61 Modelo matemático em DMU com representação de *door sag*

Fonte: Pereira (2015)

Na simulação virtual é verificada a resistência mecânica tanto das colunas em que a porta esta fixada como da própria estrutura da porta na região de assentamento das dobradiças. Cada montadora especifica um valor máximo de deflexão admissível que não comprometerá o funcional e durabilidade do conjunto porta.

2.4.3 Efeito bolsão de ar

Durante seu fechamento, a porta empurra uma parte da massa de ar que fica entre a porta aberta e o painel lateral do veículo, como ilustrado na Figura 2-62. Isto leva a um leve aumento de pressão interna do habitáculo, formando então um bolsão de ar qual se comporta como uma resistência que dificulta o fechamento da porta. Quando uma ou mais janelas (ou outra porta) estão abertas, este aumento de pressão não existe, pois o ar não é comprimido no interior do veículo. Sabe-se que este bolsão é responsável por boa parte do esforço de fechamento da porta.

O fechamento de uma porta de veículo com todas as janelas fechadas cria um aumento temporário de pressão no compartimento dos passageiros. A pressão de resistência interna do ar influencia em aproximadamente 30% do esforço total de fechamento. Um modelo de pressão do habitáculo baseado na conservação de massa em um volume de controle já foi incorporado nos projetos atuais. O modelo de pressão do habitáculo foi concebido através de um modelo definido de equações diferenciais. (Morman, et al., 2000)

Figura 2-62 Representação do fechamento da porta e volume de ar empurrado para o interior do veículo

Fonte: Pereira (2015)

Conforme Nayak e Im (2003) afirmam em seu trabalho, a energia necessária para compensar o efeito do bolsão de ar é assumida como uma porcentagem da soma da energia das guarnições e da fechadura, já que o *airbind* depende da velocidade da porta.

O departamento de energia dos E.U.A. define a classificação do tipo de veículos através do volume interno, conforme mostrado na Tabela 2-3.

Tabela 2-3 Classe de veículos de acordo com o volume interno do habitáculo

Tipo	Volume interno limite (m3)
Mini compacto	2,407
Subcompacto	2,832
Compacto	3,115
Médios	3,398
Grandes	4,531

Os veículos com vedação tripla, como mostrado na Figura 2-63 têm uma segunda parcela de bolsão de ar, devido à massa de ar que fica presa entre duas guarnições e não consegue “escapar”, sendo este volume mostrado na Figura 2-64.

Figura 2-63 Relação da guarnição primária e secundária com a porta lateral

Fonte: Pereira (2015)

Esse fenômeno pode aumentar a pressão do ar na região e aumentar consequentemente o esforço de fechamento da porta. Durante o processo de fechamento da porta, uma bolsa de ar é criada entre a guarnição primária e secundária, como na Figura 2-64, e é comprimida de acordo com a trajetória da porta até o primeiro estágio de atuação da fechadura.

Figura 2-64 Airbind das guarnições

Fonte: Pereira (2015)

2.4.4 Válvula de alívio de pressão

A chamada PRV, *pressure relief valve*, como o próprio nome indica, é uma válvula de alívio de pressão. Durante o fechamento da porta, a massa de ar que é empurrada para dentro do veículo pela porta, é comprimida junto ao ar que já está dentro do habitáculo do veículo e o aumento deste volume no interior do veículo leva a um aumento de pressão. Este ar levemente comprimido se comporta como resistência ao fechamento da porta. A PRV, mostrada na Figura 2-65, tem a função de diminuir o efeito deste bolsão de ar, liberando o ar do habitáculo para o exterior do veículo.

Segundo Mourelatos et al. (2009) a perda de energia devido ao bolsão de ar é um contribuinte substancial pra o esforço de energia de fechamento, consideram a área útil da PRV em seu modelo de cálculo. Já Huang et al. (2011) consideram o efeito da PRV como um fator de eficiência entre entrada e saída de ar na cabine, baseado em outro estudo realizado por Ishida et al. (2003).

Figura 2-65 Exemplos de uma válvulas (PRV) de veículo de passeio

Fonte: Pereira (2015)

Normalmente essas válvulas são compostas por grades plásticas com dutos de ar e lâminas/ folhas de elastômeros. Quando o ar tenta entrar no veículo por fora, este se comporta como barreira, mas permite que o ar saia empurrando as películas de borracha ou outros compostos de característica semelhante. Conforme Abu-Zhara et al. (2007) citam em seu trabalho os extratores de ar são necessários porque os habitáculos atuais são praticamente estanques de modo a prevenir ruídos externos, diminuindo assim a qualidade percebida pelo usuário. São montadas usualmente na região posterior da traseira da carroceria de modo a não ficar visível ao consumidor, como mostra a Figura 2-66.

Figura 2-66 Exemplo de localização da PRV na carroceria

Fonte: Pereira (2015)

3 MODELO DE CÁLCULO

O evento fechamento da porta automotiva parte do instante inicial em que a porta está na condição aberta e seus componentes se encontram em descanso, conforme a Figura 3-1. A partir de um impulso inicial para sobrepor à resistência do último estágio do limitador de porta, a mesma realiza movimento de rotação em torno do eixo das dobradiças até que o conjunto encontra o painel lateral do veículo comprimindo assim as guarnições do pacote de vedação e consequentemente acionando o mecanismo da fechadura, responsável pelo travamento do conjunto junto ao lateral.

Fonte: Pereira (2015)

Considerando que durante o fechamento, a porta de largura r_{porta} realiza somente movimento de rotação em torno do eixo das dobradiças, como mostra a Figura 3-2, e sua a energia cinética é:

$$E_{cinetica} = \frac{1}{2} I_{porta} \cdot \frac{d\theta^2}{dt} \quad (1)$$

Onde:

I_{porta} – momento de inercia do conjunto porta;

θ – ângulo de abertura da porta em relação ao painel lateral;

ω – velocidade angular;

v_0 – velocidade inicial.

Figura 3-2 Diagrama esquemático da porta aberta em repouso

Fonte: Pereira (2015)

No momento do fechamento, o usuário imprime uma determinada quantidade de energia para tirar a porta do repouso, após o curso completo de rotação a porta encontra-se parada junto ao painel lateral com velocidade e energia nulas, assim é possível escrever que a energia residual instantânea é:

$$E_{residual}(\theta) = E_{inicial}(\theta) + \sum_0^{\theta_{aberta}} E_{componentes}(\theta) \quad (2)$$

A parcela da energia inicial é um parâmetro adotado por cada montadora e pode ser utilizado como base um valor de velocidade inicial ou energia mínima/ máxima, e pode ser descrita por:

$$E_{inicial}(\theta) = \frac{1}{2} I_{porta} \cdot \left(\frac{v_0}{r_{porta}} \right)^2 \quad (3)$$

Conhecendo o valor v_0 dependente de critérios de conforto de cada montadora, da geometria da porta e das propriedades de inércia da mesma é possível determinar o valor de energia inicial.

A somatória da parcela de energia de cada componente é então descrita por:

$$\sum E_{componentes}(\theta) = E_{dobradiças} + E_{fechadura} + E_{potential} + E_{limitador} + E_{ar} + E_{guarnições} + E_{quadro} \quad (4)$$

O modelo considera valores negativos para cada componente que atua como resistência para o fechamento da porta e valores positivos para componentes que contribuem para o fechamento tem sinal positivo.

A consideração principal em relação a carroceria é que a mesma é rígida e não se deforma durante o fechamento da porta, ou seja, o modelo não prevê qualquer deflexão no painel lateral da carroceria.

O modelo é executado através de uma planilha de cálculo com duas rotinas principais: a primeira para o cálculo do ângulo de abertura da porta em relação ao painel lateral para cada iteração, e a segunda para a soma de cada componente na curva de saída do esforço de fechamento de porta.

A partir da entrada dos parâmetros de conforto e dos dados específicos de cada componente (curvas características), o modelo calcula o tempo de varredura para cada iteração e respectivamente o tamanho do passo angular ou decremento do ângulo. Para cada instante de tempo e ângulo, cada componente tem seu valor instantâneo de esforço armazenado numa matriz.

O fluxo principal, representado na Figura 3-3, testa o valor de energia residual para cada instante de tempo até que a mesma seja igual à zero ou negativa.

O fluxograma da Figura 3-3 é responsável por testar o ângulo de abertura da porta, a porta inicia aberta com o ângulo informado pelo usuário e através do decremento do mesmo testa até a porta atingir um valor de ângulo igual à zero ou negativo.

Figura 3-3 Fluxograma principal para o cálculo do esforço de fechamento

Figura 3-4 Fluxograma do cálculo do ângulo de abertura da porta durante o fechamento

Fonte: Pereira (2015)

Os seguintes itens descrevem o modelamento de cada componente envolvido no evento fechamento da porta e a maneira de como influenciam o esforço de fechamento, incluindo a rotina de cálculo para cada componente em separado.

3.1 Dobradiças

A parcela de energia “consumida” pelas dobradiças é referente ao acionamento do mecanismo de junta cilíndrica. Depende da interferência entre pino e furo e do material utilizado, que determina o coeficiente de atrito dinâmico. Consideram-se então os raios do furo r_e e pino r_i conforme Figura 3-5, para o cálculo da pressão de contato.

Figura 3-5 Seção de dobradiça (detalhe do acoplamento)

Fonte: Pereira (2015)

Tratando-se de uma junta cilíndrica montada com interferência, surge entre os dois componentes uma pressão de contato, dada pela seguinte relação (SHIGLEY, 2008):

$$p = \frac{\delta}{R \left[\frac{1}{E_e} \left(\frac{r_e^2 + R^2}{r_e^2 - R^2} + \nu_e \right) + \frac{1}{E_i} \left(\frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_i^2} - \nu_i \right) \right]} \quad (5)$$

Onde:

δ – interferência radial;

E_e – módulo de Elasticidade do elemento externo, asa da dobradiça;

E_i - módulo de Elasticidade do elemento interno, pino;

ν_e - coeficiente de Poisson do elemento externo;

ν_i - coeficiente de Poisson do elemento interno;

r_e - raio do furo;

r_i - raio do pino;

R - raio médio após montagem;

Em termos de diâmetro, tem-se:

$$p = \frac{\delta}{\frac{d}{E_e} \left(\frac{d_e^2 + d^2}{d_e^2 - d^2} + \nu_e \right) + \frac{d}{E_i} \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (6)$$

A magnitude do torque pode ser estimada pela simples análise de interface com atrito. A força de atrito é produto do coeficiente de atrito e da força normal que age na interface. A força normal pode ser representada pelo produto da pressão de montagem do pino na superfície de contato, sendo:

$$F_{atrito} = \mu \cdot N = \mu(p \cdot A_{contato}) \quad (7)$$

Onde:

μ - coeficiente de atrito;

N - força normal de compressão;

A área de contato da superfície, $A_{contato}$, pode ser descrita pela relação:

$$A_{contato} = 2 \cdot \pi \left(\frac{d}{2} \right) l \quad (8)$$

Onde:

d - diâmetro do furo;

l - altura do furo;

Substituindo a Eq. (8) na Eq.(7), tem-se:

$$F_{atrito} = \mu \left[p \cdot 2 \cdot \pi \left(\frac{d}{2} \right) l \right] \quad (9)$$

Multiplicando a expressão pelo comprimento da alavanca que aplica a força, modelado como metade do diâmetro, tem-se a relação que define o torque de atrito:

$$T_{atrito} = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \left(\frac{d}{2} \right) \quad (10)$$

Rearranjando:

$$T_{atrito} = \left(\frac{\pi}{2} \right) \mu \cdot p \cdot l \cdot d^2 \quad (11)$$

A relação expressa na Eq. (11) é utilizada para cada uma das dobradiças, sendo que a parcela de energia utilizada no total do mecanismo das dobradiças pode ser calculada pela soma das parcelas da dobradiça superior e inferior respectivamente. A parcela de energia para cada dobradiça é:

$$E_{dobradiça}(\theta) = \int_{\theta_0}^0 T_{atrito} d\theta \quad (12)$$

Devido à construção do mecanismo da dobradiça, o torque é constante em relação ao ângulo de abertura da porta, portanto:

$$E_{dobradiça}(\theta) = T_{atrito} \theta_0 \quad (13)$$

A Figura 3-6 apresenta o fluxo direto de cálculo da energia empregada no funcionamento do mecanismo das dobradiças para cada instante de tempo e o armazenamento dos dados no vetor $E_{dobradiça}$.

Figura 3-6 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia das dobradiças

Fonte: Pereira (2015)

3.2 Fechadura

A parcela de energia associada ao conjunto fechadura é composta principalmente pela quantidade de energia necessária para o funcionamento de seu mecanismo interno e certas perdas devido atrito, temperatura de operação entre outros fatores. Durante o fechamento da porta, o mecanismo da fechadura permanece em descanso até o instante em que o batente metálico ancorado na coluna B entra em contato com a região interna da trava circular, deslocando-a e consequentemente acionando o mecanismo interno de trava.

Udriste e Negrus (2005) afirmam em seu trabalho que o movimento do mecanismo é transmitido em um único plano, portanto o mecanismo da fechadura pode ser aproximado por mecanismos planos. Neste estudo, o mecanismo da fechadura segue a mesma lógica de funcionamento, conforme ilustrado na Figura 3-7.

Figura 3-7 Detalhe do acoplamento do mecanismo da fechadura e batente metálico (estágio aberto)

Fonte: Pereira (2015)

A Resolução 463/73 do Contran, item 4, exige que cada fechadura tenha um mecanismo que possua duas posições de travamento, uma posição intermediária e uma total de fechamento, como requisito de segurança, mostrado na Figura 3-8.

Figura 3-8 Detalhe do acoplamento do mecanismo da fechadura e batente metálico

Intermediário (1º estágio)

Total (2º estágio)

Fonte: Pereira (2015)

A partir da posição da porta aberta, a porta imprime uma força F_f , com distância do eixo das dobradiças d_{Fd} , por meio da fechadura no momento que toca no batente metálico ancorado no painel lateral com ângulo γ , descrevendo um arco, e deslocamento linear y_f , conforme ilustrado na Figura 3-9.

Figura 3-9 Diagrama esquemático do acionamento da fechadura

Fonte: Pereira (2015)

Analisando o mecanismo interno com base nos componentes envolvidos e em suas respectivas forças atuantes, conforme Figura 3-10 e

Figura 3-11, através do balanço de momentos é possível escrever:

$$M_{Ff} = \sum M_{comp} \quad (14)$$

A trava circular sofre uma força F_f , aplicada a distancia r , e tem como reações a força de atrito entre o trinco e trava circular, F_{at} aplicada em R , e no final do curso circular da trava a força do batente F_{bat} , aplicada em y_b , conforme:

Figura 3-10 Composição das forças atuantes no mecanismo da fechadura (detalhe do acoplamento)

Fonte: Pereira (2015)

$$F_f \cdot r = F_{at} \cdot R + F_{bat} \cdot z_b \quad (15)$$

Rearranjando com os parâmetros de cada componente, tem-se a força da fechadura:

$$F_f = \frac{(\mu_{sob.inj} \cdot k_{tr} \cdot z_{tr}) + (k_{bat} \cdot z_b \cdot y_b)}{r} \quad (16)$$

Pela geometria dos componentes internos é possível escrever a relação:

$$z_{tr} = R \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) \quad (17)$$

O curso angular da trava circular, φ , é escrito em função do ângulo em que o mecanismo da fechadura começa a atuar, γ :

$$\varphi = \frac{360 \cdot d_{Fd}}{\pi \cdot r} \left(\sin \frac{\gamma}{2} \right) \quad (18)$$

Assim, o deslocamento linear da trava circular é escrito:

$$y_f = 2 \cdot d_{Fd} \cdot \left(\sin \frac{\gamma}{2} \right) \quad (19)$$

A energia desprendida no mecanismo da fechadura em torno do eixo das dobradiças, em função do ângulo de abertura é:

$$E_{fechadura} = \int_0^\gamma d_{Fd} \cdot F_f d\theta \quad (20)$$

Figura 3-11 Principais características geométricas para cálculo da energia da fechadura (detalhe do acoplamento)

Fonte: Pereira (2015)

O fluxograma, Figura 3-12, mostra as etapas de cálculo consideradas para a parcela de energia do mecanismo da fechadura de porta, com atenção ao teste do ângulo de travamento do mecanismo trava e trinco.

Figura 3-12 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia da fechadura

Fonte: Pereira (2015)

3.3 Energia Potencial

O conjunto porta é composto por subconjuntos relativamente leves, porém o conjunto completo montado representa uma grande massa fixa à lateral do veículo. Esta quantidade de massa influencia a energia de fechamento através da energia potencial. Usualmente o eixo das dobradiças não é vertical, logo, o centro de gravidade do conjunto se desloca em relação à referência vertical, subindo ou

descendo na coordenada z , e por sua vez, podendo assim facilitar o fechamento da porta ou ainda se opor ao mesmo.

Normalmente o eixo das dobradiças sofre duas rotações, em relação ao eixo x e em seguida em relação ao eixo y , como representado na Figura 3-13.

A partir da posição fechada, o centro de gravidade do conjunto porta descreve uma curva até o ponto máximo de abertura da porta, considerando o eixo das dobradiças fixo, a definição da posição do centro de gravidade pode ser calculada pelas rotações que sofreu.

Figura 3-13 Eixo das dobradiças do conjunto porta em relação à referência vertical (detalhe dos ângulos)

Fonte: Pereira (2015)

Onde α e β são os ângulos do eixo das dobradiças em relação ao eixo vertical e θ é o ângulo de abertura da porta.

Conhecidas as coordenadas da dobradiça superior, x_s , y_s e z_s , da dobradiça inferior, x_i , y_i e z_i , e x_o , y_o e z_o , coordenadas de origem do centro de gravidade (porta aberta), os ângulos são calculados:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{x_s - x_i}{z_s - z_i} \right) \quad (21)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{y_s - y_i}{z_s - z_i} \right) \quad (22)$$

A posição vertical do centro de gravidade da porta pode ser escrita em função das coordenadas das dobradiças:

$$z(\theta) = x_o - x_i [\hat{l}_d \cdot \hat{k}_d (1 - \cos \theta) - \hat{j}_d \sin \theta] + y_o - y_i [\hat{j}_d \cdot \hat{k}_d (1 - \cos \theta) - \hat{l}_d \sin \theta] + z_o - z_i [\hat{k}_d^2 (1 - \cos \theta) + \cos \theta] \quad (23)$$

Com $\hat{l}_d$, $\hat{j}_d$ e $\hat{k}_d$ o vetor de direção do eixo das dobradiças.

$$\hat{l}_d = \frac{x_i - x_s}{D} \quad (24)$$

$$\hat{j}_d = \frac{y_i - y_s}{D} \quad (25)$$

$$\hat{k}_d = \frac{z_i - z_s}{D} \quad (26)$$

E a distância absoluta D entre a dobradiça superior e inferior:

$$D = \sqrt{(x_s - x_i)^2 + (y_s - y_i)^2 + (z_s - z_i)^2} \quad (27)$$

A diferença entre a coordenada z inicial e a final é a altura que o centro de gravidade foi elevado, armazenando assim energia potencial:

$$z(\alpha, \beta, \theta) = z(0) - z(\theta) \quad (28)$$

Diferentemente de Gao et al. (2009) que desconsidera os ângulos do eixo e utiliza o eixo das dobradiças como vertical para simplificação dos cálculos, o modelo

proposto utiliza as coordenadas das dobradiças para o cálculo da parcela de energia oriunda do deslocamento do centro de gravidade que pode então ser expressa:

$$E_{potential}(\theta) = m \cdot g \cdot z(\alpha, \beta, \theta) \quad (29)$$

O cálculo da parcela de energia potencial, apresentado na Figura 3-14, poderia ser simplificado, como fazem outros autores, utilizando somente as posições verticais inicial e final do centro de gravidade, porém isso impossibilita a verificação da influência dos eixos das dobradiças e das variações de montagem das dobradiças no fechamento da porta.

Figura 3-14 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia potencial da porta

Fonte: Pereira (2015)

3.4 Limitador de Porta

O limitador de porta é um componente que tem seu modelamento dependente da ação do limitador, que tem sua geometria complexa. O limitador tem por sua função principal manter a porta aberta em algumas posições pré-estabelecidas em projeto, e também auxilia o fechamento da porta.

O limitador quando em projeto deve sustentar a porta aberta e armazenar energia para facilitar o fechamento da mesma. A porta ao abrir, devido aos ângulos do eixo das dobradiças eleva seu Centro de Gravidade (CG). Este pequeno aumento de altura possibilita ao limitador armazenar esta energia potencial que auxilia no momento de fechamento.

Sendo θ_2 e θ_1 os ângulos de abertura da porta nos instantes final e inicial respectivamente, define-se:

$$E_{limitador}(\theta) = \int_{\theta_1}^{\theta_2} T d\theta \quad (30)$$

Considerando a porta no último estágio do limitador de porta, é possível considerar somente a parcela de energia proveniente do atrito dos roletes na haste que é função da rigidez das molas e dos materiais empregados. O torque exercido pelo limitador em relação ao eixo das dobradiças é considerado constante, devido sua geometria, e definido pela relação:

$$E_{limitador} = \sum_{\theta_1}^i T_i \theta_i \quad (31)$$

Onde:

T_i - Torque no instante de tempo i por unidade de deslocamento angular;

θ_i - ângulo de abertura da porta em relação ao painel lateral.

Como a energia para a deflexão inicial das molas dos roletes é “gasta” na montagem do conjunto, as molas são montadas com interferência possuem deflexão inicial com o limitador no estado inerte, a mesma não é considerada no cálculo da energia de fechamento de portas, conforme Figura 3-15.

De acordo com Im e Nayak (2006), a rigidez das molas e o perfil das depressões do braço determinam a resistência oferecida à abertura e ao fechamento da porta. Fora das posições de parada, a única resistência para abrir ou fechar a porta é o atrito entre os batentes com o braço, devido à força das molas.

Figura 3-15 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia do limitador de porta

Fonte: Pereira (2015)

3.5 Efeito “Bolsão de ar”

O *CRC Handbook of Thermal Engineering* (2000) define que o termo trabalho se refere à transferência de energia. A energia pode ser armazenada em diversas formas: energia cinética, energia potencial e energia interna. Para sistemas fechados, a energia pode ser transferida através do trabalho e da transferência de calor, o total da quantidade de energia é conservada em todas as transformações e transferências (CRC, 2000).

O efeito bolsão de ar é modelado através da quantidade de ar que entra no veículo empurrado pela porta ao fechar, pela parcela que escapa pela válvula de alívio de pressão. A energia necessária para a conclusão deste processo é chamado efeito bolsão de ar. O volume interno é representado na Figura 3-16, sendo A_{porta} a área de entrada de ar no veículo e A_{prv} a área de escape do mesmo.

Figura 3-16 Representação do volume de controle do habitáculo

Fonte: Pereira (2015)

Admitindo que p é a pressão interna do habitáculo, V_{int} é o volume interno, m a massa de ar, T é a temperatura e R a constante do ar, a relação válida é:

$$p \cdot V_{int} = m \cdot R \cdot T \quad (32)$$

A variação da pressão interna do ar do habitáculo é diretamente proporcional à variação do volume de ar no interior do mesmo, sendo:

$$\Delta P_t = P_t - P_{atm} \quad (33)$$

$$\frac{(\Delta P_t - \Delta P_{t-1})}{P_{atm}} = \frac{\Delta V_t}{V_{int}} \quad (34)$$

Sendo:

P_t – pressão do ar no interior do veículo no final do instante de tempo t ;

ΔV_t – variação do volume de ar no interior do veículo durante o passo t ;

V_{int} – volume inicial de ar do interior do veículo (habitáculo) [m³].

Admitindo que o processo de fechamento da porta não sofra interferência pela troca térmica, sendo associado com a energia cinética da porta, é válida a relação:

$$\Delta P_t - \Delta P_{t-1} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (35)$$

Isolando o termo correspondente à velocidade:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta P_t - \Delta P_{t-1})}{\rho}} \quad (36)$$

A variação de volume do ar no interior do veículo, durante o tempo t , é função do volume de ar deslocado pela porta, do volume de ar “perdido” e do volume de ar que sai pela *PRV*, isolando o termo da variação do volume de ar tem-se:

$$\frac{V_0(\Delta P_t - \Delta P_{t-1})}{P_{atm}} = \Delta V_t \quad (37)$$

A Figura 3-17 apresenta o método empregado para o cálculo da energia gasta no efeito bolsão de ar devido à compressão no ar no interior do habitáculo.

Figura 3-17 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia do ar

Fonte: Pereira (2015)

O volume total de ar que escapa é função da área em torno do conjunto porta e da válvula de alívio de pressão. Considerando a distribuição de pressão uniforme e que o ar escapa com a mesma velocidade por todas as saídas do volume de controle, é possível escrever em termos de área:

$$A_{total} = A_{porta} + A_{prv} \quad (38)$$

$$\Delta V_t = \Delta V_{porta} - (A_{total} \cdot v \cdot \Delta t) \quad (39)$$

O torque resultante em torno do eixo das dobradiças é:

$$T_{ar} = I_{porta} \cdot \Delta P_t \quad (40)$$

A variação da parcela de energia relacionada é definida pela equação:

$$E_{ar} = T_{ar} \cdot \theta \quad (41)$$

3.6 Guarnições

Enquanto a porta é fechada, a mesma exerce compressão nas guarnições e esta por sua vez realiza trabalho na deflexão de seu bulbo. A energia correspondente ao pacote de guarnições é dependente da quantidade de guarnições (primária, secundária e auxiliares), genericamente é possível determinar que a energia total das guarnições é:

$$E_{guarni\c{c}o\tilde{e}s} = E_{prim\acute{a}ria} + E_{secund\acute{a}ria} + E_{auxiliares} \quad (42)$$

Cada guarnição é composta por perfis extrudados de materiais elastoméricos como EPDM denso e esponja, TPE e TPO. Stenti (2010) cita em seu trabalho que quando se modela o comportamento dinâmico de conexões elastoméricas, um modelo

mecânico sólido comumente utilizado é o modelo linear padrão, também conhecido como modelo Zener. O modelo linear padrão, Figura 3-18, é um modelo mecânico de um sólido de comportamento visco-elástico composto por uma mola em paralelo com um par de amortecedor e mola em série.

Figura 3-18 Exemplo de modelo Zener generalizado

Fonte: Pereira (2015)

Diferentemente do trabalho citado, de maneira a simplificar o modelamento e as etapas de cálculo, no presente trabalho, o perímetro do componente guarnição é dividido em diversos pares de elementos em paralelo, modelo Kelvin, como mostrado na Figura 3-19:

Figura 3-19 Modelo Kelvin

Fonte: Pereira (2015)

Com este modelo é possível o cálculo da energia necessária para deflexão de cada elemento e seu amortecimento, e por consequência do componente como um todo.

O sistema de guarnições de porta tem papel majoritário na determinação do esforço de fechamento de portas, isolando o compartimento de passageiros de água e reduzindo ruído de vento no interior do veículo. Superar a resistência que a guarnição oferece representa uma parcela substancial do esforço de fechamento de portas. Testes internos da Ford Motor Company sugerem que a resistência das guarnições representam aproximadamente 30-50% da energia necessária para fechamento da porta dianteira. (Wagner et al., 1997)

Tomando como exemplo a guarnição primária, divide-se o componente guarnição em n elementos do tipo mola, como mostrado na Figura 3-20. É necessário que se faça a divisão de elementos equivalente em todas as grandes regiões do contorno do flange do vão de porta, devido ao fato de cada uma delas sofrer um tipo de ataque específico pela superfície do painel interno da porta.

A partir da Lei de Hooke, tem-se a expressão válida para cada elemento da guarnição:

$$\{F\}_{2 \times 1} = [k]_{2 \times 2}^e \cdot \{u\}_{2 \times 1} \quad (43)$$

Figura 3-20 Divisão do perímetro do componente guarnição em elementos mola

Fonte: Pereira (2015)

Sendo:

$$\{f\}_{2 \times 1} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} - \text{forças nodais};$$

$$[k]_{2 \times 2}^e = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} - \text{coeficientes do elemento mola (rigidez)};$$

$$\{u\}_{2 \times 1} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} - \text{deslocamentos nodais}.$$

A rigidez do elemento mola é definida pelo CLD da guarnição, porém não representa somente a parcela de coeficiente elástico, como explicado por Avelino (2007), em que a rigidez de uma mola é contabilizada por meio da relação força-deslocamento para a mola, medindo no ponto de aplicação da força, em um elemento finito a ideia é a mesma, porém em caráter mais amplo.

Para a estrutura do componente guarnição dividido em n elementos, temos:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix} \quad (44)$$

Na mola está presente o conceito de rigidez axial, pois ela transfere apenas forças axiais. Em uma viga, por exemplo, estão presentes diversos componentes de rigidez simultaneamente, como rigidez axial, rigidez à flexão, rigidez à torção, ao cisalhamento.

Na engenharia, são necessárias diferentes formas de rigidez (como rigidez estática, rigidez dinâmica e rigidez ao impacto, e elas correspondem à carga estática, carga dinâmica e carga de impacto). Para a maioria dos materiais elásticos, o valor da rigidez estática é o menor, a rigidez ao impacto é a maior e a dinâmica se posiciona entre as outras. (Zhu et al., 2003)

Desta forma, os diversos componentes de rigidez de um elemento estão relacionados aos diversos componentes de forças e deslocamentos presentes, e que, à semelhança da mola, podem ser contabilizados pelas relações matemáticas que descrevem o comportamento físico associado a cada rigidez presente.

Para o cálculo da parcela de energia da guarnição é necessário a informação do coeficiente da rigidez da mesma, que recebe o nome neste trabalho de CLD (*Compression Load Deflection*). O CLD pode ser obtido experimentalmente, através do levantamento da curva característica do perfil da guarnição ou pela simulação de Estado Plano de Deformações, com o uso do MEF, a Figura 3-21 mostra um exemplo de cálculo.

Figura 3-21 Simulação pelo MEF para levantamento do CLD

Fonte: Pereira (2015)

O CLD tem comportamento não linear e único para cada região da porta, devido ao ângulo de ataque da mesma contra o perfil da guarnição.

O uso da análise por elementos finitos não linear permite a avaliação de diversas seções previamente a construção do primeiro protótipo e seus testes. Os resultados analíticos explicam o desempenho da guarnição em relação ao esforço de fechamento de porta (resposta do CLD), entrada de água (compressão e geometria do perfil) e ruído de vento (diferença de pressão). Com o conhecimento destes resultados analíticos para estes aspectos de desempenho tradicionalmente competitivos, o melhor equilíbrio do desempenho geral da guarnição pode ser obtido. (Wagner et al., 1997)

Conhecendo a altura total do elemento conhecida por h_i , e as coordenadas de cada elemento i , é possível calcular o ponto de contato do painel interno da porta com o bulbo da guarnição para cada elemento, Pc_i , e consequentemente a deflexão de

cada elemento mola d_i em função do ângulo de abertura da porta, mostrados na Figura 3-22.

Sendo cada elemento de coordenadas conhecidas $i(x_i, y_i, k_i)$ e a interferência definida em projeto constante em todo o contorno da porta, o ponto de contato de cada elemento então é:

$$Pc_i = i + h_i \quad (45)$$

Figura 3-22 Seção do quadro da porta em detalhe da interferência do bulbo

Fonte: Pereira (2015)

Cada elemento terá um vetor de deflexão normal à seção transversal da guarnição, $\vec{a}_i$, conforme a Figura 3-23, é possível então calcular a distância de cada vetor do eixo das dobradiças, $|\vec{r}g_i|$.

$$|\overrightarrow{r_{g_i}}| = \sqrt{|\overrightarrow{Pc_i d_{inf}}|^2 - \frac{(\overrightarrow{Pc_i d_{inf}} \cdot \overrightarrow{k_d})^2}{|\overrightarrow{k_d}|^2}} \quad (46)$$

Figura 3-23 Vista da porta aberta com vetor de deflexão dos elementos unitários da guarnição

Fonte: Pereira (2015)

Assim, cada elemento terá sua deflexão em função do ângulo de abertura da porta como:

$$d_i(\theta) = r g_i \sin(\theta) \quad (47)$$

A força que cada elemento exerce contra a superfície da porta é dependente do CLD, da região do contorno da porta e da deflexão do bulbo:

$$Fk_i = k_i \cdot r g_i \sin(\theta) \quad (48)$$

Adicionalmente, existe uma contribuição na resistência ao fechamento da porta, devido ao ar que se encontra dentro do bulbo da guarnição. As guarnições de bulbo fechado são normalmente dotadas de furos de alívio espaçados em todo seu comprimento, como mostrado na Figura 3-24.

Figura 3-24 Detalhe do furo de alívio

Fonte: Pereira (2015)

No momento da compressão do bulbo enquanto a porta se fecha, o ar se desloca e sai pelos furos de alívio, facilitando assim a deflexão do bulbo. A dificuldade com que o ar escapa pode ser modelada como um fator de amortecimento.

O ar que se movimenta dentro do bulbo da guarnição se comporta como um amortecedor, e a força de amortecimento é função do diâmetro dos furos de alívio, do espaçamento entre furos e das dimensões principais do bulbo, como indicado na Figura 3-26 e na Figura 3-25

Figura 3-25 Seção da guarnição primária com detalhe do furo de alívio

Fonte: Pereira (2015)

A força de amortecimento da guarnição é definida por Gur e Morman (1997) como:

$$Fb_i(\theta) = \frac{\rho L^3}{24W} \left[\dot{W}^2 \left(\frac{192d_i^2 W^2}{\pi^2 d^4} - 1 \right) + \dot{d}_i^2 \left(\frac{192W^4}{\pi^2 d^4} - \frac{W^2}{d_i^2} \right) + \dot{W} \dot{d}_i \left(\frac{384d_i W^3}{\pi^2 d^4} - \frac{W}{d_i} \right) \right] \quad (49)$$

Onde:

ρ - densidade do ar;

L - distância entre furos;

W - largura interna do bulbo;

h - altura interna do bulbo indeformado;

d_i - altura do bulbo deformado;

d - diâmetro dos furos de alívio.

Figura 3-26 Guarnição com furos de alívio em destaque

Fonte: Pereira (2015)

Com base nas duas forças atuantes em cada elemento é possível calcular a parcela unitária de torque em relação ao eixo das dobradiças em função do ângulo de abertura da porta:

$$T_{primária}(\theta) = \sum_i^0 (Fk_i + Fb_i) \cdot d_i(\theta) \quad (50)$$

Logo a parcela de energia consumida pela guarnição primária é:

$$E_{primária}(\theta) = T_{primária} \cdot \theta \quad (51)$$

O método para o cálculo da energia total da guarnição primária é apresentado na Figura 3-27, analogamente, o mesmo procedimento é realizado separadamente para as guarnições secundárias e demais auxiliares, tomando o cuidado para que a parcela de amortecimento seja desconsiderada no caso de guarnições de perfil aberto, como por exemplo, lábios.

Figura 3-27 Fluxograma para o cálculo da parcela de energia das guarnições

Fonte: Pereira (2015)

3.7 Deflexão do Conjunto Porta

O conjunto porta como responsável pela estrutura interage diretamente com as reações oferecidas pelas guarnições. A superfície de assentamento das guarnições na porta é normalmente constante para obter melhor desempenho quanto à estanqueidade e ruído de vento, porém a rigidez do conjunto não é constante em todo o perímetro. Com a busca contínua por painéis com espessura reduzida, a resistência mecânica do conjunto é afetada como ZhenZhong (2011) cita em seu trabalho: Deflexões na superfície são constantemente observadas no processo de forma de painéis automotivos, devido à tendência recente de painéis menos espessos e alta resistência mecânica, deflexões na superfície é um problema em constante ascensão.

O quadro superior é a região que está mais suscetível a deflexões em função da carga recebida do pacote de guarnições, é necessário verificar então o caso desta deflexão, pois a mesma é responsável pelo consumo de uma parcela da energia de fechamento. A estrutura da porta deve ser concebida para que atenda tanto aos requisitos de regulamentações de segurança e aos requisitos de conforto como ruído e vibração.

Quando o carro está em processo de movimento, a porta vai vibrar sob as fontes de vibração, tais como o funcionamento do motor, a rugosidade da estrada e do vento de alta velocidade. Se a frequência de excitação de fontes de vibração está perto da frequência natural da porta, a ressonância irá ocorrer, o que resulta na mais elevada tensão dinâmica para causar danos intensos e produzir deformação grande, o que não é permitido. (LI e YONG-CHEN, 2012).

Durante o projeto da estrutura do conjunto porta é necessário verificar se o quadro sofre deflexão durante o fechamento da porta, para tanto, é realizado um estudo por meio de simulação MEF.

Conhecida a força que cada elemento da guarnição, i , realiza contra a superfície do painel interno da porta, $f_{i,n}$, é possível calcular a energia na deflexão do quadro da porta.

Para efeito de simplificação, foram desconsideradas deflexões abaixo de 0,3mm (deslocamentos nodais).

Figura 3-28 Vetores de força aplicada aos nós para verificação da deflexão do quadro da porta

Vetores de força aplicada
em cada nó de estudo

Fonte: Pereira (2015)

Sendo a matriz de rigidez do quadro da porta descrita por:

$$k_{quadro,i} = \begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & k_{1m} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & \cdots & k_{nm} \end{bmatrix} \quad (52)$$

A deflexão do quadro é:

$$\varepsilon_i = \frac{f_{i,n}}{k_{quadro,i}} \quad (53)$$

A energia total empregada na deflexão do quadro é:

$$E_{quadro} = \sum_{i=0}^m E \cdot \varepsilon_i^2 \quad (54)$$

3.8 Comparativo do Modelo Proposto com Estado da Arte

O modelo proposto contempla o cálculo da energia empregada no funcionamento de todo os componentes que interagem durante o fechamento da porta, diferentemente dos autores citados que utilizam somente alguns componentes de interesse e não sua totalidade. A Tabela 3-1 e a Tabela 3-2 mostram o comparativo dos fatores considerados pelo modelo proposto e pelas publicações mais pertinentes ao assunto. É possível observar que o modelo e a análise executados neste trabalho se diferem de outros autores principalmente por levar em consideração no cálculo do esforço de fechamento de portas:

- Desalinhamento entre batente e fechadura devido aos desvios dimensionais inerentes ao processo de fabricação e montagem dos componentes; É possível verificar a influência das tolerâncias de projeto e desalinhamento no esforço total;
- Desalinhamento do eixo das dobradiças em relação à posição nominal também devido aos desvios de processo, sendo possível comparar e recalcular as inclinações do eixo e sua influência no esforço total;
- Influência da compensação tipo *overbend* ou falta da mesma na deflexão das guarnições e consequentemente na energia das mesmas e no esforço total;
- Influência da compensação tipo *door sag* ou falta da mesma na deflexão das guarnições, no desalinhamento entre fechadura e batente e consequentemente na energia das mesmas e no esforço total;
- Influência da posição de montagem e suas variações de acordo com tolerâncias de montagem das guarnições no esforço total;
- Influência das curvas de CLD específicas das guarnições para cada região de estudo do contorno da porta.

Tabela 3-1 Comparativo do modelo proposto e referências publicadas – parte 1.

Autor	Referência	Fechadura				Limitador	Dobradiças		Válvula
		Cinemática	Energia	Desalinhamento	Posição	Energia	Atrito	Posição	Energia
Morman et al.	SAE 971901								
Mahadevan et al.	SAE 2003-01-0142								x
Nayak e Im	SAE 2003-01-0871		x			x	x		x
Zhu et al.	SAE 2004-01-1348								
Zhu et al.	SAE 2002-01-0803								
Sandrini et al.	SAE 2008-36-0154								
Mourelatos et al.	SAE 2009-01-0084		x				x	x	x
Pereira e Souza	SAE 2010-36-0294		x			x	x		x
Jeil	SAE 2011-01-0777						x		
Huang et al.	SAE 2011-01-0782		x			x	x		x
Hartley	SAE 2011-01-1602								
Cordioli et al.	SAE 2011-01-1708								
Abu-Zhara et al.	ME 450: Team 18								x
Udriste e Negrus	SAE 2005-01-0881				x				
Okada et al.	GB 2 439 827 A	x			x				
Andiano et al.	GB 2 455 355 B	x			x				
Fujihara e Ishiguro	GB 2 478 620 A	x			x				
Lee et al.	KEM.297-300.1790	x			x				
Takahashi et al.	US 0241617 A1	x			x				
Tomaszewski e Kaczmarczyk	US 0013246 A1	x			x				
Akizuki et al.	WO 056869 A1	x			x				
Stenti et al.	JSV.912-930.329								
Gao e Gao	AMM.80-81.714								
Meré et al.	JNCS.5331-5333.354								
Stenti et al.	MSSP.1248-1260.22								
Wagner et al.	FEAD.33-50.28								
Nayak e Im	SAE 2006-01-1205					x			
Qing-fen et al.	KEM.452-453.169								
Li et al.	AMR.383-390.7418								
Wu et al.	AMR.189-193.2567								
Holmberg e Nejabat	MAD.361-368.25								
Modelo Proposto			x	x	x	x	x	x	x

4 CONFIABILIDADE

“Confiabilidade é a probabilidade de um dispositivo cumprir o seu propósito adequadamente por um período de tempo pretendido sobre as condições de operação definidas.” Ainda define-se por ser a probabilidade de um sistema (componente, aparelho, circuito, cadeia de máquinas, etc.) cumprir sem falhas uma missão com uma duração determinada (Souza, 2011).

Conhecendo o comportamento das falhas de determinado componente e modos de falhas, é possível determinar sua confiabilidade, $R(t)$, descrita por:

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (55)$$

Sendo $F(t)$ a função probabilidade de falha, que dada uma distribuição é a função que representa a probabilidade dos valores estarem fora da faixa de valores esperados.

Guida e Pulcini (2002) reafirmam a necessidade da análise de confiabilidade para componentes mecânicos automotivos e propõem o cálculo da confiabilidade com base em dados de medições de componentes anteriores com conceito similar, de maneira a reduzir o tempo de simulação e os custos de desenvolvimento.

Conforme já dito no começo deste, o conjunto porta é considerado um sistema complexo devido ao número de componentes e o modo como eles se relacionam. Yang e Younis (2005) afirmam que para estes modelos (complexos), a necessidade de métodos mais flexíveis de cálculo é mais urgente, com base de que os projetos evoluem para sistemas muito complexos, que são fortemente dependentes de comportamentos do componente, o desempenho do sistema está associado à confiabilidade, com o objetivo de entregar um produto global com múltiplas funcionalidades distribuídas entre componentes.

Lin (2002) utiliza um estudo de confiabilidade para otimização dos resultados de um modelo matemático em seu trabalho, baseado no Delineamento de Experimentos para definição dos parâmetros que mais influenciam o torque de acionamento do mecanismo levantador de vidros.

Especificamente para este trabalho, faz-se necessário o uso do método numérico de Monte Carlo para a geração de números aleatórios, com base em dados estatísticos conhecidos e medidos, para reproduzir uma função densidade de probabilidades utilizada em conjunto com o modelo proposto.

4.1 Simulação de Monte Carlo

Os métodos de Monte Carlo proporcionam soluções aproximadas para uma variedade de problemas matemáticos através de experimentos baseados em amostragem estatística. Eles podem ser amplamente definidos como métodos de simulação estatística, onde simulação estatística em termos gerais é qualquer método que utiliza uma sequência de números aleatórios na simulação. Métodos de simulação numérica, particularmente o método de Monte Carlo, são amplamente utilizados não somente em engenharia de confiabilidade mas também em matemática. Sua utilidade é comumente reconhecida na solução de integrais, equações diferenciais etc. (Schueller, Stix, 1987)

Liming et al. (2010) utilizam o método de Monte Carlo para gerar números aleatórios para o cálculo da vida de componentes, e após 10.000 simulações, apresentam em seu trabalho a curva de confiabilidade. Dey e Mahadevan (1998) afirmam que para o uso em confiabilidade de estruturas complexas, enquanto a simulação de Monte Carlo é robusta e provê uma estimativa única para a probabilidade de falha, um alto número de simulações tem que ser realizadas, fazendo-a de alto custo computacional e ineficiente.

Os métodos de Monte Carlo são utilizados para gerar amostras de uma dada distribuição de probabilidades e/ou estimar expectativas de funções sob uma determinada distribuição. Usualmente na Física e Estatística, os problemas utilizam MCS na forma de uma estimativa de uma integral não conhecida na forma de:

$$\phi = \int_0^1 P(x)dx \quad (56)$$

A distribuição de probabilidades $P(x)$ pode ser uma distribuição de dados de medições ou uma distribuição oriunda do modelamento de dados, por exemplo, a probabilidade de falha de parâmetros de um modelo.

Mackey (1996) define em seu trabalho a função estimadora que gera R números uniformemente entre 0 e 1 como:

$$\hat{\phi} = \frac{1}{R} \sum_r \phi(x^{(r)}) \quad (57)$$

Onde $\hat{\phi}$ é a expectativa do valor de interesse ϕ . A variância de $\hat{\phi}$ decresce na razão de $\frac{\sigma^2}{R}$, conforme o número de amostras R aumenta, sendo σ^2 a variância de $\hat{\phi}$.

Considerando que o mundo físico é predominantemente não linear, a simulação de Monte Carlo é, naturalmente, o mais preciso e, por vezes, o único método para análise de tolerância de um sistema de montagem genérico. No entanto, a ineficiência computacional a partir de simulações de Monte Carlo dificulta a consideração de diversas características avançadas, tais como alocação de tolerância (incluindo custos) otimização e otimização da sequência de montagem, os quais necessitam de um número significativo de iterações durante a análise. (Cai, 2008)

MCS (*Monte Carlo Simulation*) é capaz de explorar um comportamento probabilístico com alta precisão, independentemente da complexidade do problema. No entanto, ele pode se tornar computacionalmente caro quando aplicado a otimização, especialmente envolvendo múltiplos objetivos. (Khakhali, Nariman-Zadeh, Darvizeh, Masoumi, Notghi, 2010)

Sabe-se que para problemas envolvendo um grande numero de variáveis aleatórias, as incertezas estatísticas relacionadas ao método de Monte Carlo se tornam mais significantes. (Bucher, 1988)

4.2 Incertezas e medições experimentais

O processo de manufatura da porta automotiva, seja ele de fabricação ou montagem, envolve diversas incertezas¹⁹ que estão diretamente relacionadas às tolerâncias, que por sua vez estão associadas aos componentes que fazem parte do conjunto porta. Independente da qualidade esperada dos componentes, todos apresentam variações devido à sua própria fabricação, portanto são especificadas tolerâncias com o intuito de parametrizar os desvios aceitáveis, sejam eles dimensionais, de material, posição, etc.

Análise de tolerância, síntese e otimização são formas eficazes de avaliar e recomendar alocações de tolerância para que componentes atendam ou excedam as especificações de montagem do produto, controlando adequadamente o custo de fabricação. Na simulação de montagem automotiva, um modelo de tolerância típica requer dados de entrada, incluindo geometria do componente e especificações de tolerância, e informações da montagem do conjunto (como localização, fixações e sequências de montagem) de modo a produzir a saída dimensional desejada como folga e faceamento. (Cai, 2008)

A definição formal do GUM para “incerteza de medição” traz vários pontos a destacar. Primeiramente, ressalta-se que a incerteza está relacionada a um valor de medição, que é o resultado da medição, e não ao valor verdadeiro do mensurando, o qual na prática não é conhecido. O resultado da medição é apenas a melhor estimativa de tal valor verdadeiro e, na ausência de efeitos sistemáticos, geralmente é obtido pela média de N medições repetidas do mesmo mensurando.

O segundo ponto a destacar é que a incerteza caracteriza uma faixa de dispersão ou intervalo, e não um valor pontual. Nesse sentido, a incerteza não deve ser confundida com “erro”, pois esse último é um valor pontual e não uma faixa e usualmente pode ser corrigido, quando aplicado um fator de correção adequado. Já a incerteza é a dúvida remanescente associada ao resultado da medição. Ela mede o grau de desconhecimento sobre aquilo que está sendo medido.

¹⁹ Incerteza (de medição): parâmetro associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando (quantidade particular submetida a medição). O dicionário Michaelis define o termo incerteza por: 1 Falta de certeza. 2 Estado de incerto. 3 Hesitação. 4 Dúvida, indecisão. 5 Variabilidade.

Por fim, cabe ressaltar que a incerteza corresponde a uma faixa de valores que podem ser atribuídos fundamentadamente ao mensurando, isto é, de uma forma fundamentada e realista, não devendo ser entendida como uma “faixa de segurança”. Ou seja, a incerteza não deve, por um lado, ser subestimada e, por outro, tampouco deve ser sobre-estimada. (ABNT, 2003)

A variabilidade²⁰ dos parâmetros de controle do esforço de fechamento de portas automotivas está associada à incerteza do processo de montagem.

Devido ao conceito dos componentes do conjunto porta, os mesmos podem apresentar variações de posição e/ou variações nas curvas características. Se tomarmos como exemplo as dobradiças e o batente da fechadura, ambos devem ser conceituados com a possibilidade de ajuste em sua posição, para que seja possível o ajuste da porta em relação à carroceria, como mostra a Figura 4-1.

Figura 4-1 Possíveis variações na posição das dobradiças e batente da fechadura da porta

Fonte: Pereira (2015)

²⁰ O dicionário Michaelis define o termo variabilidade por: 1 Qualidade de variável; disposição para variar. 2 Gram Propriedade que têm as palavras flexíveis de variar a terminação. 3 Inconstância, volubilidade

Roussouly et al. (2012) definem que a modelagem de um sistema físico pode ser visto como uma função matemática que depende de parâmetros de entrada e que proporciona uma ou várias respostas. Estas várias respostas seriam os possíveis valores influenciados pelas tolerâncias do processo e os erros do mesmo.

As dobradiças permitem ajuste em suas posições nos eixos x e z devido a folga entre a relação furo e parafuso de fixação, a variação em y seria indesejada e oriunda de uma possível deformação no plano de assentamento na região da coluna A (no caso das portas dianteiras).

O batente da fechadura ancorado na coluna B permite ajuste em y e z para que o mesmo seja alinhado à trava circular da fechadura, como já citado no item 3.2. Uma possível variação em x não influenciaria a posição da porta, pois seria no sentido axial do pino do batente, mantendo assim o alinhamento desejado entre batente e fechadura.

Figura 4-2 Seção transversal do quadro da porta com detalhe da variação da posição da flange do painel lateral

Fonte: Pereira (2015)

Ainda no âmbito das variações de montagem, pode-se citar a variação de posição da flange do painel lateral, o que consequentemente leva a guarnição a uma posição fora do nominal, conforme ilustrado na Figura 4-2.

Ainda como base a guarnição de porta, se considerarmos variações na extrusão de sua seção transversal, a mesma apresentará diferentes curvas de força e deflexão. Usualmente as montadoras e fornecedores especificam curvas nominal, limite superior e limite inferior, como mostra a Figura 4-3.

Figura 4-3 Comparativo das curvas de CLD nos valores nominal, limite inferior e superior de tolerâncias.

Fonte: Pereira (2015)

As variações citadas são normalmente controladas de maneira a conhecer o comportamento do processo de fabricação de cada componente e montagem do conjunto. Em geral, o resultado de uma medição é somente uma aproximação ou

estimativa do valor do mensurando, do método de medição e do procedimento de medição. Este resultado só é completo quando acompanhado pela declaração de incerteza dessa estimativa. Em muitos casos, o resultado de uma medição é determinado com base em séries de observações obtidas sob condições de repetitividade. (Gallas, 1998)

A simulação de Monte Carlo foi acoplada ao modelo proposto conforme mostra a Figura 4-4. A partir das tolerâncias de processo e/ou dados experimentais, o modelo calcula o esforço de fechamento de portas n vezes, para cada condição específica (exemplo, posição das dobradiças, desalinhamento entre fechadura e batente, posição da flange da guarnição, etc.) é gerado um valor de esforço.

Figura 4-4 Fluxograma do MCS acoplado à rotina principal

Fonte: Pereira (2015)

A análise de confiabilidade para o esforço de fechamento com base no Método de Monte Carlo é consideração uma inovação deste trabalho, uma vez que nenhum outro autor relacionado ao tema a tenha publicado. Em tempo, é um assunto de extrema importância e grande valia, uma vez que permite ao engenheiro de produto agora prever uma faixa de valores do esforço ao invés de um só número oriundo de cálculos limitados, como já abordado antes.

Algumas dessas variações foram consideradas para a análise do esforço de fechamento de porta, uma vez que foram investigadas e foi percebida sua influência, conforme descrito no Capítulo 5 – SIMULAÇÕES E RESULTADOS.

5 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

5.1 Simulação do modelo proposto

Inicialmente foi selecionado um modelo de veículo de passeio compacto de 4 portas do tipo *inlay* para validação das formulações do modelo proposto. A partir de um veículo de engenharia conhecido e montado em processo controlado, os componentes foram ajustados para as condições nominais de operação e consequentemente foram medidos os esforços de fechamento das portas em laboratório com condições de temperatura e pressão controladas. A Tabela 5-1, a Tabela 5-3 e a

Tabela 5-2 apresentam os parâmetros de entrada como as posições específicas dos pontos de ancoragem e centro de massa, os dados característicos do conjunto porta e das guarnições.

Tabela 5-1 Posições específicas do conjunto porta.

Geometria	Coordenadas		
	x (mm)	y (mm)	z (mm)
Fechadura	1349,1	731,8	421,9
Dobradiça inferior	418,7	778,7	181,7
Dobradiça Superior	418,7	768,2	491,6
Centro de gravidade	893,3	722,1	485,9

Tabela 5-2 Dados das guarnições.

Guarnição	
Interferência (mm)	3,2
Número de pontos	50
Largura efetiva do bulbo (mm)	12,37
Diâmetro dos furos de alívio (mm)	3,5
Espaçamento entre furos de alívio (mm)	75
Compressão máxima do bulbo (mm)	11,85

Tabela 5-3 Dados da porta e do veículo.

Veículo		Porta	
Massa (kg)	3,2	Massa (kg)	25,02
Volume interno (m ³)	17	Momento de Inércia (kg.m ²)	13,2

O encapsulamento plástico da trava circular da fechadura apresenta coeficiente de atrito de 0,09, levado em conta para o cálculo da parcela de energia da fechadura.

A Figura 5-1 mostra a tela de entrada da planilha que executa o modelo em MS Excel® com os dados utilizados no cálculo inicial para a porta dianteira do veículo compacto.

Figura 5-1 Tela principal do modelo com parâmetros de entrada.

Dados do Veículo	
Veículo	2312V0026 - Porta dianteira - vão nominal
Volume interno do habitáculo	3,5 m ³
Massa do veículo	1017 kg
Dados da Porta	
Massa da porta	25,02 kg
Momento de Inércia (eixo das dobradiças)	15,56 kgm ²
Centro de Gravidade	x y z 893,35 722,14 485,9
Dados da Fechadura	
Posição nominal	x y z Desalinhamento do batente (z) 1349,18 731,842 421,96 0
Coefficiente de atrito (trava circular)	
Dados das Guarnições	
Número de pontos	Primária Secundária Auxiliar 50
Largura efetiva do bulbo	12,37
Diâmetro dos furos de alívio	3,5
Espaçamentos dos furos de alívio	75
Compressão máxima do bulbo	11,85
Coefficiente de atrito	
Dados das Dobradiças	
Inferior	x y z Variação (y) 418,7 778,7 181,7 0
Superior	418,7 768,2 491,6 0
<div>Ângulos</div> <div>Ângulos do eixo das dobradiças Plano xz Plano yz</div>	
Resultados	
Energia de Fechamento	J
Energia do usuário	J
<div>Calcular</div> <div>Monte Carlo</div>	
<div> Energia Potencial Limitador de Porta Dobradiças Airbind Airbind guarnições Guarnição primária Guarnição secundária Guarnição auxiliar Fechadura Deflexão da porta Atrito </div> <div>J</div>	

Fonte: Pereira (2015)

Uma vez que todos dados de entrada são colocados na planilha, através do botão Calcular, se dá o início das rotinas de cálculo expostas no Capítulo 3, após a execução das rotinas de cálculo, o modelo proposto apresenta como resultado os valores específicos relativos a cada componente e a curva de esforço em função do tempo.

Para validação do modelo, os resultados foram comparados a veículos do tipo protótipo conhecidos. Por disponibilidade de amostras e condições dos veículos de teste foram selecionados 10 veículos e os mesmos medidos em condições de laboratório, são apresentados na Figura 5-2 e na Figura 5-3, a Tabela 5-4 apresenta os dados agrupados e a medida da dispersão dos mesmos.

As diferenças entre os valores medidos e os calculados para a porta dianteira estão entre 6,78% e 15%, enquanto na porta traseira entre 8,2% e 17,6%, resultados muito próximos com dispersão relativamente baixa, na ordem de 0,02J. O que mostra representatividade do modelo quanto ao cálculo do esforço de fechamento de porta na condição nominal de projeto.

Tabela 5-4 Comparativo dos resultados teóricos e experimentais.

Veículos	Medido (Nm)				Calculado (Nm)	
	Dianteira		Traseira		Dianteira	Traseira
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda		
1	3,24	3,15	3,59	3,52	3,54	4,10
2	3,29	3,08	3,48	3,64		
3	3,15	2,99	3,65	3,71		
4	3,12	3,06	3,46	3,51		
5	3,30	3,17	3,56	3,61		
6	3,19	3,01	3,50	3,65		
7	3,12	3,03	3,52	3,59		
8	3,25	3,10	3,76	3,70		
9	3,10	3,05	3,38	3,46		
10	3,30	3,21	3,71	3,75		
Média	3,20	3,09	3,56	3,61	3,54	4,10
Desvio padrão	0,07949	0,0726	0,11927	0,09565	-	-

Figura 5-2 Comparativo da energia de fechamento para portas dianteiras.

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-3 Comparativo da energia de fechamento para portas traseiras.

Fonte: Pereira (2015)

As médias dos valores medidos para as portas dianteiras direita e esquerda estão 10% e 15% abaixo do valor calculado, respectivamente. É comum que os lados direito e esquerdo do veículo apresentem valores diferentes devido à assimetria da geometria da carroceria após o processo de armação da mesma.

A Figura 5-4 ilustra o comparativo das curvas características de energia de fechamento de porta calculada pelo modelo e medida em laboratório para porta lateral dianteira.

O valor de energia de fechamento da porta traseira é normalmente maior quando comparado às dianteiras, mesmo com componentes de conceito similar, as portas traseiras são maiores, o que faz com que a massa das mesmas influencie menos o evento de fechamento, ou seja, contribuindo menos para o fechamento da porta.

A Figura 5-5 ilustra o comparativo das curvas características de energia de fechamento de porta calculada pelo modelo e medida em laboratório para porta lateral traseira.

Figura 5-4 Comparativo das curvas características de energia de fechamento para porta dianteira.

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-5 Comparativo das curvas características de energia de fechamento para porta traseira.

Fonte: Pereira (2015)

Ainda, as portas traseiras tem a fechadura com leve inclinação em relação ao eixo das dobradiças, o que para as portas dianteiras é um ângulo reto, fazendo com que o deslizamento da trava circular da fechadura no eixo do batente seja mais agressivo quando comparado à dianteira, e conseqüentemente, a energia gasta no impacto da fechadura seja maior.

Outro ponto a ser considerado é que a maioria das montadoras, para evitar a proliferação de perfis e reduzir o investimento com ferramentais, utiliza o mesmo perfil das guarnições para as portas dianteiras e traseiras, como o ângulo do eixo das dobradiças das duas é diferente, o ataque da porta contra o bulbo da guarnição será também diferente. O que significa dizer que para o mesmo perfil de guarnição utilizado na porta dianteira e na traseira, apresentará curvas de CLD diferentes. Como definir um perfil ótimo para as duas portas normalmente é uma tarefa complexa e árdua, a porta do motorista é definida prioritária e a traseira acaba sendo penalizada.

Um detalhe que merece atenção especial e um estudo dedicado é o comportamento de ambas as portas apresentarem curvas teóricas acima do experimental até os primeiros 0,05s, fato que pode estar ligado ao atrito estático das dobradiças superestimado pelo modelo proposto no início do movimento de rotação da porta. Outras possíveis incertezas que com certeza contribuiriam para a diferença seriam pequenas variações na execução do experimento, variações no equipamento de medição, ou até o tratamento dos dados após as medições (aplicação de filtros e tratamento do sinal).

Outro fator principal seria o erro do próprio modelo, que além de apresentar um erro geral para o esforço total de fechamento, possui um valor de erro específico para cada componente modelado. O equacionamento proposto tem limitações devido à aplicação em macros da planilha, bem como as hipóteses adotadas, entretanto tenta ao máximo e consegue representar o comportamento físico dos componentes.

O erro do modelo é objeto de discussão e aprofundamento, citado ao final deste capítulo como um estudo particular em futuras oportunidades.

Embora apresentando resultados acima do medido, dadas as diferenças entre modelo e ensaio, as curvas apresentadas são suficientes para a tomada de decisão do engenheiro de produto quanto à seleção dos componentes utilizados e a previsão do valor do esforço de fechamento de portas em fases iniciais de projeto.

Uma vez considerado válido o resultado apresentado pelo modelo, outras simulações foram realizadas de modo a entender a sensibilidade do modelo e do próprio fenômeno em relação aos componentes que participam do evento fechamento de porta.

A Figura 5-6 mostra os resultados obtidos das simulações dos componentes com a amplitude de suas curvas características atenuadas em 20%, bem como a guarnição da porta com variação da sua posição em $y + 2,0\text{mm}$.

Com base na comparação das curvas são notáveis os dois componentes maiores influenciadores do esforço para a porta simulada como a válvula de alívio de pressão e a posição das guarnições. O aumento de esforço devido a variação da PRV é perfeitamente explicável uma vez que a mesma agora apresenta 80% de sua capacidade para expulsar o ar para fora do veículo, simulando a diminuição da área de escape. Conforme apresentado no capítulo do modelo, o aumento de pressão no interior do habitáculo é inversamente proporcional ao quadrado da área de escape

do ar, nesse caso como a área é 20% menor, o esforço para comprimir o ar no interior do veículo será 32% maior.

Quando a guarnição está fora da posição nominal em y, a deflexão que o bulbo sofre em contato com a porta no fechamento será não só proporcional, como a própria variação da posição do flange do painel lateral. Uma variação de +2,0mm significa que todo o perímetro da guarnição está afastado 2,0mm da posição nominal, ou seja, o bulbo sofrerá deflexão de sua altura nominal (uma vez que o mesmo se encontre com perfil nominal conforme desenho) reduzido em 2,0mm. É interessante afirmar que a posição da guarnição acaba por influenciar a curva de esforço de fechamento mais do que a própria curva característica de CLD da mesma.

Figura 5-6 Influência da eficiência dos componentes na curva do esforço de fechamento, componentes atenuados em 20%

Fonte: Pereira (2015)

O oposto é verificado e apresentado na Figura 5-7, que apresenta o comparativo das simulações com as curvas dos componentes acentuadas em 20%, e a guarnição mais próxima da porta em 2,0mm. Mais uma vez, os componentes que se destacam em relação aos que se posicionam perto da curva nominal, são a PRV e a guarnição pela sua posição. O aumento da amplitude da curva da PRV agora representa o aumento de área de escape do ar do interior do veículo, aumentando assim menos a pressão interna, o esforço de fechamento agora apresenta redução de 18,7% quando comparado com a condição nominal dos componentes.

Na mesma lógica, a variação da posição da guarnição representa aumento de 37,5% no esforço de fechamento, o que é explicado pelo aumento da deflexão do bulbo da guarnição e pelo valor de CLD que também é acima do nominal, sendo então dois contribuintes para o aumento do esforço de fechamento de portas.

Figura 5-7 Influência da eficiência dos componentes na curva do esforço de fechamento, componentes acentuados em 20%

Fonte: Pereira (2015)

Como é de conhecimento dos fornecedores de guarnições e das montadoras, as guarnições apresentam uma característica que é a perda de carga de compressão após a montagem no veículo, também conhecido como LLS, *load loss set*.

Figura 5-8 Influência do tempo de montagem das guarnições no esforço de fechamento

Fonte: Pereira (2015)

Foram medidos cinco veículos nas condições mostradas na Figura 5-8, e verifica-se que após 72 horas o esforço se mantém constante, pois as guarnições já se ajustaram a montagem da porta. A maioria das montadoras utiliza o parâmetro de 72 horas de montagem para medição do esforço de fechamento. Algumas utilizam 48 horas, porém especificam qual o valor de esforço de fechamento aceitável acima do especificado.

Considera-se a guarnição recém-fabricada como verde, e sua deformação permanente influencia diretamente o esforço de fechamento de portas. O LLS é um fator extremamente importante especificado em projeto e varia de acordo com o material e a seção transversal da guarnição, normalmente é uma porcentagem do valor da carga de compressão estipulado em projeto. Para que o modelo possa simular essa característica das guarnições, foi criado um fator para ajuste da curva da guarnição, que a partir de informações avançadas do fornecedor é possível que seja simulado a diminuição do esforço de fechamento.

Com o uso do modelo é possível estimar o valor de esforço em função do tempo de montagem a ser utilizado pelo setor responsável pelas medições dos veículos produzidos em linha ou mesmo protótipos que serão utilizados para apresentação em eventos de divulgação/avaliação.

Em consequência do ensaio de montagem, os mesmo cinco veículos foram submetidos ao ensaio de durabilidade de portas e tampas, totalizando 100.000 acionamentos, sendo que tiveram o esforço de fechamento de porta medido a cada 10.000 ciclos e seus resultados são apresentados na Figura 5-9.

O ensaio de bate porta tem o intuito de verificar e quantificar a influência do desgaste dos componentes na funcionalidade do conjunto porta. Neste trabalho, o mesmo ensaio foi utilizado para quantificar o comportamento do esforço de fechamento de portas em função do número de vezes que o conjunto porta foi aberto e fechado. A partir do coeficiente de uso, é possível simular o valor de esforço de fechamento de portas em função da ciclagem da porta.

Figura 5-9 Influência do número de acionamentos (abertura e fechamento) no esforço de fechamento

Fonte: Pereira (2015)

A Tabela 5-5 apresenta os valores de esforço para cada componente e a contribuição unitária no esforço total. Pode-se afirmar que a relação de contribuição e influência é direta, ou seja, os maiores contribuintes relacionam-se ou dependem de fatores que mais influenciam o esforço total de fechamento, como é o caso da guarnição primária e do efeito bolsão de ar. O fator que mais influencia a parcela de energia da guarnição primária é a deflexão do bulbo, que por sua vez depende da posição de montagem da guarnição na flange do painel lateral, pois uma pequena variação na posição leva a grande influência no esforço total.

O mesmo acontece para o efeito bolsão de ar que é inversamente proporcional a área útil da válvula de alívio e do volume do habitáculo. O efeito bolsão de ar é responsável por 56,5% do esforço total de fechamento e varia com a variação de massa de ar dentro do veículo e a velocidade que a mesma é expulsa. É um item de especial atenção e conceituação delicada, pois seu correto/ótimo dimensionamento permite uma maior flexibilidade do projeto dos outros componentes como guarnições e até a massa do conjunto porta.

Tabela 5-5 Efeito de cada componente do esforço total de fechamento.

Parcela	Esforço (J)	Contribuição (%)
Energia Potencial	-0,36	-
Limitador de Porta	0,11	3,23%
Dobradiças	0,22	6,15%
Bolsão de Ar	1,99	56,5%
Guarnição primária	0,52	14,9%
Fechadura	0,25	7,03%
Deflexão da porta	0,07	1,91%
Atrito	0,36	10,3%
Total	3,52	100%

É interessante ressaltar também os componentes de menor influência, pois uma vez que os mesmos não estejam causando nenhum tipo de falha ao desenvolvimento da porta, não são prioritários para o controle do esforço total de fechamento. O esforço de projeto e investimento para controlar a energia de fechamento deve ser concentrado nos componentes de maior influência, normalmente de longo tempo para desenvolvimento.

5.2 Análise de Confiabilidade

Para a análise de confiabilidade e a influência dos componentes foram realizadas três análises com o MCS: a primeira contemplando as variações do processo de

fabricação e montagem das dobradiças que por sua vez modifica a posição das dobradiças e consequentemente o eixo de rotação do conjunto porta; a segunda considerando as variações que levam ao desalinhamento entre fechadura e batente e finalmente a terceira que abrange as variações das dobradiças e fechadura e batente na mesma simulação.

Todas as análises têm como premissa inicial manter o restante dos componentes que fazem parte do esforço de fechamento na condição nominal de funcionamento.

A partir de uma faixa de valores aceitáveis de esforço de fechamento da porta especificados em projeto e de posse das distribuições de probabilidade geradas pelas simulações do modelo proposto em conjunto com o MCS, é possível determinar a confiabilidade do sistema e a falha, uma vez que o valor de esforço esteja fora da faixa pré-especificada.

5.2.1 Posição das dobradiças

Para a análise da influência da posição das dobradiças no esforço de fechamento, foram levantados dados de 150 veículos em produção. Após a montagem e ajuste das portas na carroceria, os veículos tiveram as posições das dobradiças medidas e suas respectivas distribuições são apresentadas nos histogramas da Figura 5-10.

Figura 5-10 Variações nas coordenadas das dobradiças.

Fonte: Pereira (2015)

A partir dos parâmetros média e desvio padrão das distribuições geradas, foram utilizados em conjunto com um gerador de números aleatórios (MCS) de modo a gerar prováveis posições das dobradiças. Foram realizadas três simulações independentes, considerando primeiramente somente variações na dobradiça inferior, na sequência somente a superior e finalmente as duas em conjunto (doravante 6 variáveis), totalizando 6.000 combinações de valores para as coordenadas x, y e z de cada dobradiça. Estas combinações alimentaram o modelo de cálculo de esforço, mantendo todos os outros dados de componentes na condição nominal.

O modelo executou a rotina de cálculo de esforço de fechamento para cada uma das 6.000 posições das dobradiças e como resultado, o modelo apresentou 6000 valores de esforço de fechamento para cada simulação, que estão dispostos na Figura 5-11.

Figura 5-11 Resultado do MCS considerando variação nas posições das dobradiças

A partir da sobreposição das distribuições, é possível verificar que os três resultados se encontram centralizados com médias extremamente próximas, nota-se também que a dobradiça inferior oferece menos influência ao resultado total com 6 variáveis, uma vez que a distribuição da dobradiça superior tem a mesma forma e praticamente a mesma dispersão de 6 variáveis, logo, é considerada a de maior influência.

Dos 150 veículos originais, 120 foram segregados e selecionados para terem os esforços de fechamento das portas medidos em laboratório em condições controladas, os valores foram tratados estatisticamente e são apresentados na Figura 5-12.

A validação das simulações propostas é feita através da comparação dos veículos medidos e das distribuições geradas. É óbvio que as distribuições das medições apresentem maior dispersão, visto que as únicas variáveis controladas no ensaio foram as posições das dobradiças, considerando ainda que o restante dos componentes também apresenta certa diferença dos valores nominais.

Figura 5-12 Distribuição dos veículos medidos

Fonte: Pereira (2015)

Se observarmos as distribuições da dobradiça superior esquerda, é notável uma tendência do processo de manufatura, a dobradiça está tendendo em $-y$ e $-z$, ou seja, está mais próxima do painel lateral e mais alta do nominal.

Uma vez que as dobradiças de porta são montadas no plano xz , usualmente o conceito de montagem de dobradiças parafusadas permite o controle das tolerâncias e variações em x e z , porém as variações em y dependem do processo de estampagem e armação da lateral da carroceria, que por si só já possui diversas variações.

Interessante observar que a variação da posição das dobradiças leva o eixo a uma posição diferente da nominal, fato tal que não só influencia a parcela de energia potencial, mas também afeta as parcelas do *airbind* e da guarnição. O cálculo do efeito *airbind* e das guarnições utiliza o eixo das dobradiças como referência, logo, o resultado da simulação é afetado pela diferenciação da referência.

Outro ponto que merece atenção é o fato de que as influências da dobradiça superior e inferior são diferentes, mesmo produzindo os mesmos ângulos para determinadas condições, o efeito no esforço de fechamento não é o mesmo.

O modelo então foi simulado variando somente a coordenada y separadamente para as dobradiças inferior e superior e os resultados mais significativos são apresentados na Figura 5-13 e na Figura 5-14.

Ao comparar os resultados dos dois gráficos com as distribuições geradas pelo MCS, verifica-se o porquê da distribuição de seis variáveis acompanharem o comportamento da distribuição da simulação considerando somente a dobradiça superior, para uma mesma variação em y , a dobradiça superior implica num aumento de esforço acima do que a inferior, mostrando-se assim mais crítica.

Logo, para o controle do processo produtivo, é mais interessante e eficiente o controle da posição da dobradiça superior ao da inferior, embora os ângulos do eixo das mesmas continuem sendo de extrema importância para o correto funcionamento do conjunto porta.

Figura 5-13 Influência das variações na posição da dobradiça inferior

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-14 Influência das variações na posição da dobradiça superior

Fonte: Pereira (2015)

5.2.2 Desalinhamento entre fechadura e batente

Assim como na análise da influência do eixo das dobradiças, para a verificação da influência do desalinhamento entre fechadura e batente no esforço de fechamento, foram utilizados 150 veículos de produção para gerar uma distribuição de probabilidades, a Figura 5-15 apresenta as curvas geradas a partir das variações nos eixos y e z.

Figura 5-15 Variações nas coordenadas do conjunto fechadura/batente

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-16 Resultado do MCS considerando variação no alinhamento entre fechadura e batente

Fonte: Pereira (2015)

Estas distribuições geradas alimentam o modelo proposto, que após 6.000 iterações, retorna uma faixa de prováveis valores de esforço de fechamento de acordo com a variação da relação fechadura e batente, como mostrado na Figura 5-16. Os valores estão situados entre 2,7J e 4,2J, com média de 3,435J e desvio padrão de 0,2533J, média mais próxima das medições, porém com valores mais dispersos quando comparados aos das simulações das dobradiças.

Combinando as simulações anteriores das duas dobradiças e da fechadura/batente, calculou-se uma distribuição de probabilidades, apresentada na Figura 5-17, com média de 3,730J e desvio padrão de 0,3252J. Nota-se agora a maior dispersão de valores até então apresentados, que faz perfeito sentido, uma vez que nessa simulação são consideradas mais incertezas às anteriores.

De acordo com o modelo, a variação do eixo das dobradiças influencia o esforço de fechamento em duas maneiras, pode auxiliar o fechamento ou auxiliar a mantê-la aberta, entretanto o desalinhamento entre fechadura e batente sempre aumenta o esforço de fechamento, já que o mecanismo necessita de mais energia nessa condição.

Figura 5-17 Resultado do MCS considerando variação no alinhamento entre fechadura e batente e no eixo das dobradiças

Fonte: Pereira (2015)

É comum que cada montadora tenha uma faixa de valores aceitáveis para o esforço de fechamento de portas com base em padrões ergonômicos levantados através de critérios internos, *best practices* e clínicas²¹.

Considerando que o esforço ideal e aceitável para o fechamento da porta esteja entre 3J e 4J, e que qualquer valor fora dessa faixa seja considerado como falha calcula-se então a confiabilidade do esforço de fechamento. A Tabela 5-6 agrupa os resultados das simulações e apresenta a probabilidade de falha para cada simulação, bem como, o respectivo valor de confiabilidade.

Tabela 5-6 Comparativo da probabilidade de falha para cada simulação

	Fechadura	Dobradiças	Fechadura + dobradiças
Média (J)	3,435	3,516	3,730
Desvio padrão (J)	0,2533	0,1818	0,3252
Limite superior (4J)	0,9871	0,9961	0,7968
Limite inferior (3J)	0,0430	0,0023	0,0124
Probabilidade de falha	5,58%	0,61%	21,56%
Confiabilidade	94,42%	99,39%	78,44%

²¹ Clínicas são eventos onde estão disponíveis conceitos, modelos em escala real e *mock-ups* de veículos para que consumidores os utilizem e avaliem conforme seu gosto e opinião. Os dados são então tratados e convertidos em valores de referência para uso da engenharia de produtos.

Os resultados apresentados não só mostram que a confiabilidade do sistema fechadura/batente é menor do que a confiabilidade das dobradiças, como também que o alinhamento entre fechadura e batente é um item crítico para o esforço de fechamento de porta. Considerando a confiabilidade das dobradiças como base em 99,39%, uma vez que o desalinhamento entre fechadura e batente é considerado na análise, a mesma cai para 78,44%.

Se houver necessidade de priorizar o investimento em dispositivos de controle ou ainda melhorar a qualidade do processo de fabricação e montagem, o alinhamento entre fechadura e batente deve ser considerado em primeira instância.

Para que a dispersão seja menor, são necessários melhores métodos de controle de montagem da fechadura e batente e controle do seu alinhamento, de modo a aumentar a confiabilidade do sistema como um todo.

5.2.3 Análise do Erro do Modelo

Considerando os dados de medições contidos nas Figura 5-4 e Figura 5-5 encontra-se uma avaliação do erro do modelo expresso pela relação entre valores medidos e calculados para a energia de fechamento, como indicado na Eq. 58.

$$E_{\text{modelo}} = \frac{\text{Valor medido}}{\text{Valor Calculado}} \quad (58)$$

A análise foi executada para os dados de energia de fechamento de porta traseira e dianteira. Na Figura 5-18 tem-se o histograma do erro do modelo para a porta dianteira, cujo valor médio é 0,890 e o desvio padrão é 0,0273. Na Figura 5-19 tem-se o erro do modelo para a porta traseira, cujo valor médio é 0,8729 e o desvio padrão é 0,0252.

Analisando os histogramas observa-se que o erro do modelo tende a apresentar uma distribuição normal. Para a verificação utilizou-se o software *Minitab* e nas Figura 5-20 e Figura 5-21 apresenta-se o gráfico da probabilidade do erro do modelo, considerando a distribuição normal, para a porta dianteira e traseira. Verifica-se que ambas as distribuições possuem a mesma média e desvio padrão e

um P-valor muito elevado, indicando que o erro do modelo pode ser definido por uma distribuição normal com média 0,89 e desvio padrão 0,03.

Figura 5-18 Erro do modelo para porta dianteira

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-19 Erro do modelo para porta traseira

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-20 Probabilidade do erro do modelo para porta dianteira.

Fonte: Pereira (2015)

Figura 5-21 Probabilidade do erro do modelo para porta traseira.

Fonte: Pereira (2015)

6 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

O modelo analítico proposto indica valores de fechamento de portas comparáveis aos obtidos experimentalmente por meio das medições em laboratório com veículos protótipo e também de produção.

O equacionamento utilizado pelo modelo proposto é considerado válido e conservador, uma vez que apresenta resultados entre 10% e 15% acima dos valores medidos para as portas dianteiras, já nas traseiras está faixa está entre 10% e 20%.

É possível afirmar ainda que as simplificações feitas no modelamento de cálculo influenciaram superficialmente e minimamente o resultado final, introduzindo um erro percentual considerado pequeno devido à complexidade do problema proposto.

O modelo pode ser utilizado em qualquer fase de desenvolvimento do projeto, pois aceita como entrada desde curvas e valores estimados e informações avançadas até os dados de componentes já existentes e validados, servindo como ferramenta de seleção, possibilitando assim a decisão na seleção de componentes de “prateleira” quantificando a influência no esforço de fechamento de portas.

A curva de esforço de fechamento em função do tempo, um dos parâmetros de saída do modelo, apresenta forma e comportamento extremamente próximos aos da curva levantada experimentalmente através da medição realizada em laboratório. Atendendo ao previamente proposto, o modelo funciona com parâmetros de entrada teóricos e também com curvas obtidas experimentalmente para cada componente isolado.

O tempo da simulação também é muito próximo ao tempo de um ciclo de medição de esforço, 10,5% e 6,25% menores para as portas dianteiras e traseiras respectivamente, comprovando assim que o modelo prevê o decremento de energia a cada iteração do cálculo de maneira resoluta.

O modelo é inovador, pois propõem considerações de tolerâncias de montagem, ainda não publicadas até a apresentação deste trabalho. Também é considerado o mais completo, pois considera todos os componentes envolvidos no evento fechamento de porta e suas características não lineares, através de suas curvas características.

Conforme apresentado graficamente, variações na posição das dobradiças não influenciam somente a parcela da energia potencial do conjunto porta, mas também as parcelas de *airbind* e guarnições. É possível afirmar que para as portas ensaiadas neste, a posição da dobradiça superior tem maior influência do que a dobradiça inferior no esforço de fechamento, uma vez que a variação na posição da dobradiça superior pode aumentar em 15% o esforço referente ao *airbind*, sendo a inferior metade deste, somente 7%. *Airbind* este que é responsável por até 62% do esforço de fechamento total. Assim, é mais crítica para o controle de esforço e foco de uma análise mais profunda necessária por parte da engenharia de manufatura no momento da concepção de dispositivos de montagem e controle.

É possível concluir também que o controle da posição das dobradiças é mais importante do que o controle dos ângulos do eixo propriamente dito, visto que estas influenciam mais o esforço do que os ângulos de seu eixo.

A partir do estudo de confiabilidade e do uso do Método de Monte Carlo utilizados em conjunto com o modelo proposto, é possível determinar as tolerâncias admissíveis na montagem das dobradiças, fechadura e batente para atender determinada faixa de valores de esforço de fechamento de portas.

Com base nos resultados das simulações e do estudo de confiabilidade foi possível definir um valor de confiabilidade e de falha para o esforço de fechamento de portas considerando variações de montagem de componentes como as dobradiças, fechadura e batente, tendo como referência valores de esforço definidos como critério por parte da montadora. Assim o modelo pode ser utilizado como ferramenta para definição de valores aceitáveis quantificados através do estudo de confiabilidade.

Quando o modelo é simulado com variação na posição das dobradiças, para a parcela de *airbind*, o raio de rotação, rdA , da porta é recalculado, porém o momento de inércia do conjunto porta utilizado é o original/nominal, fato este que introduz um pequeno erro no cálculo da parcela de energia do *airbind*. É necessário desenvolver uma rotina dentro do algoritmo do modelo que seja capaz de ajustar esta condição.

O modelo ainda permite prever a queda do esforço de fechamento devido ao desgaste oriundo do uso das guarnições, com o numero de acionamentos ao fechar a porta, pois deforma permanentemente e conseqüentemente perde rigidez e carga de compressão.

Com a inclusão dos coeficientes de vida/uso, o modelo é capaz de atenuar ou amplificar as curvas características de cada componente, simulando assim condições fora do nominal especificado em projeto e antecipando o resultado final do esforço de fechamento.

O estudo de variabilidade utilizado pode ainda ser ampliado para outros fatores/componentes como a posição da flange do painel lateral que estabelece a posição da guarnição, a geometria da seção transversal das guarnições, a massa do conjunto porta e ainda a área da válvula de alívio de pressão.

6.1 Oportunidades para trabalhos futuros

São consideradas oportunidades para futuras pesquisas outros tipos de análise conforme:

- Comparativo das parcelas de energia, calculado contra medido;
- Desenvolvimento de rotina para recálculo e ajuste do momento de inércia em relação ao eixo das dobradiças com variações;
- Determinar a contribuição do atrito na parcela de energia referente às guarnições;
- Análise de sensibilidade dos demais componentes em função de suas tolerâncias de fabricação e montagem;
- Estudo de confiabilidade considerando tolerâncias nas curvas características;

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AAM. Alliance of Automobile Manufacturers. Disponível em: <<http://www.autoalliance.org/index.cfm?objectid=68B719D0-9F91-11E1-B5BF000C296BA163>>. Acesso em: 14 jan. 2013.

ABNT, INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (GUM)**. Terceira edição brasileira em língua portuguesa. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO, 2003.

ABU-ZHARA R.; KINCAID N.; LI A.; SHIBANUMA Y. **Vehicle air extractor redesign**. Monografia (Engenharia Mecânica). Universidade de Michigan (EUA), ME450: Team 18, 2007

AETT. Anuário Estatístico dos Transportes Terrestres. Ministério dos Transportes. Disponível em: <<http://www.transportes.gov.br/conteudo/518>>. Acesso em: 14 jan. 2013.

AGCO SA. Jean Andiano; Malcolm Shute; Laurent Blin. **Door latch with moveable pin**. UK GB2455355B, 21. Mar. 2012.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuario.html>>. Acesso em 14 jan. 2013.

AISIN SEIKI KABUSHIKI KAISHA. Akizuki Ryujiro; Nishio Takashi; Watanabe Nobuko; Sono Yasuhiko. **Latch mechanism for a vehicle door lock device**. WO 2012/056869A1, 3. Mai. 2012.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 19 p. São Paulo: Érica, 2007.

BAXTER, M. **Projeto de produto: guia prático para o desenvolvimento de novos produtos**. São Paulo: Edgard Blücher, 2000.

BASKAR, S.; O'KANE J.C. **Door Overbend – Design Synthesis & Analysis**. SAE Technical Paper Series, 2004-01-0875, 2004. Apresentado ao Congresso SAE, Detroit, Michigan, 2004.

BEIN T.; BÖS J.; HEROLD S.; MAYER D.; MELZ T.; THOMAIER M. **Smart interfaces and semi-active vibration absorber for noise reduction in vehicle structures**. Journal of Aerospace Science and Technology, 2008.

BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LIENHARD, J. H. **The process of measurement: an overview**. Journal of Mechanical Measurements, 5^a ed., 1995.

BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN. Estabelece requisitos de proteção aos ocupantes e integridade do sistema de combustível decorrente de impacto nos veículos. Resolução n. 221, 11 de janeiro de 2007. **Código de Trânsito Brasileiro – CTB**, Brasília, DF, 2007.

BUCHER C. G. **Adaptive sampling – an interative fast Monte Carlo procedure**. Structural Safety, 1988.

BUGELLI, E. B. **Modelos de falha em análise numérica de estrutura veicular submetida a impacto de baixa velocidade**. 2010. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

BUR ANDREW W.; DIERAUER PETER P.; RICKS LAMAR F. **Honeywell's automotive Door Latch design is ideal for corporate Latch strategy**. SAE Transactions, vol. 112, nº5, 2003.

CAI W. **A new tolerance modeling and analysis methodology through a two-step linearization with applications in auto-motive body assembly**. Journal of Manufacturing Systems, 2008.

CHAPMAN R. E.; MASINDA K. **Response Surface Designed Experiment for Door Closing Effort**, Quality Engineering, 15:4, 581-585, 2003.

COELHO, T. A. H., **Metodologia para análise e síntese de mecanismos**. São Paulo: Epusp, 2008. 3 p. Apostila para disciplina de pós graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica, PMR-5238 – Análise e síntese de mecanismos planos e tridimensionais.

COGOTTI, A. **Evolution of performance of an automotive wind tunnel**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2008.

CORDIOLI J. A.; CALÇADA M.; ROCHA T.; COTONI V.; SHORTER P. **Application of the hybrid FE-SEA method to predict sound transmission through complex sealing systems**. SAE Technical Paper Series, 2011-01-1708, 2011.

DENATRAN. Departamento Nacional de Trânsito. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/resolucoes.htm>>. Acesso em: 22 jan. 2013.

DEY A., MAHADEVAN S. **Ductile structural system reliability analysis using adaptive importance sampling.** Journal of Structural Safety 20, 1998.

EURO NCAP. European New Car Assessment Program. Disponível em: <<http://www.euroncap.com>>. Acesso em 11 nov. 2012.

FMVSS. Federal Motor Vehicle Safety Standards. Disponível em: <<http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/import/FMVSS>>. Acesso em: 09 out. 2008.

FEDERAL MOTOR VEHICLE SAFETY STANDARDS. **FMVSS 206:** Door Locks and Door Retention Components. Washington, 1972.

_____. **FMVSS 214:** Side Impact Protection. Washington, 1993.

GAO Y.; GAO D.; DENG Y.; CAO W. **Hot forming analysis of car door bar for ultra-high strength steel.** Journal of Advanced Materials Research, AMM.80-81.714, 2011.

GALLAS, M. R. **Incerteza de Medição.** Rio Grande do Sul, UFRGS. Notas de aula, 1998.

GFRERRER, A.; LANG J.; HARRICH A.; HIRZ M.; MAYRB J. **Car side window kinematics.** Journal of Computer-Aided Design, 2011.

GUIDA M.; PULCINI G. **Automotive reliability inference based on past data and technical knowledge.** Reliability Engineering and System Safety 76, 2002.

GUR Y.; MORMAN K. N. **Modelling the dissipative effect of seal air holespacing and size on door closing effort.** SAE Technical Paper Series, 971901, 1997.

HARTLEY C. **Simulating the static and dynamic response of an automotive weatherstrip component.** SAE Technical Paper Series, 2011-01-1602, 2011
HOLMBERG S.; NEJABAT B. **Numerical assessment of stiffness and dent properties of automotive exterior panels.** Journal of Materials and Design, MAD.361-368.25, 2004.

HUANG Z.; WU S.; ZHANG L. **Study of minimum door closing speed analysis method.** SAE Technical Paper Series, 2011-01-0782, 2011.

IIHS. Insurance Institute for Highway Safety. Disponível em: <<http://www.iihs.org>>. Acesso em: 06 jun. 2012

JDPower. JDPower and Associates. Disponível em: <<http://www.jdpower.com/>>. Acesso em: 20 jan. 2012

JEI A. J. **A study on the methodology for improving IQS score for door opening/closing effort.** SAE Technical Paper Series, 2011-01-0777, 2011.

JIAN W.; JINGJIANG Z.; SIDONG L.; ZHONGLIANG S.; HAILIN G. **The failure analysis of the fractured steel-wire-rope of electric glass lifter in car.** Journal of Key Engineering Materials, KEM.297-300.327, 2005.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos, planejamento, criatividade e qualidade.** São Paulo: LTC, 2000.

KHAKHALI A., NARIMAN-ZADEH N., DARVIZEH A., MASOUMI A., NOTGHI B., **Reliability- based robust multi-objective crash-worthiness optimisation of S-shapedbox beams with para-metric uncertainties.** International Journal of Crashworthiness 15, 2010.

KREITH, F. **The CRC Handbook of Thermal Engineering.** CRC Press LLC, 2000.

LEE G. H.; KIM H. G.; KIM D. S. **Study on reliability assessment procedures for torsion spring of vehicle door latch.** Journal of Key Engineering Materials, KEM.297-300.1790, 2005.

LIN C. **Virtual experimental design optimization on cable-drive glass guidance system.** International Journal of Reliability, Quality and Safety Engineering 9, 2002.
LI J.; MOURELATOS Z. P.; SCHWARZE F. G.; ROZENBAUM J. V. **Prediction of automotive side swing door closing effort.** SAE Technical Paper Series, 2009-01-0084, 2009.

LI S.; YONG-CHEN L. **Front car door modal analysis based on finite element method.** Journal of Advanced Materials Research, AMR.383-390.7418, 2012

LIBO C.; WENTAO C.; XIANGNAN S. **The modeling and application of moving deformable barrier model with beam element**. Journal of Applied Mechanics and Materials, 2011.

LIMING Z., JIANWEI Y., GUOQIANG C., LIMIN J. **Monte-Carlo Simulation based on FTA in reliability analysis of door system**. The 2nd International Conference, Computer and Automation Engineering (ICCAE), 2010.

MACKAY D. J. C. **Introduction to Monte Carlo Methods**. Apostila do Departamento de Física da Universidade de Cambridge, 1996.

MAGNA INTERNATIONAL, INC. Kris Tomaszewski; Alex Kaczmarczyk. **Double lock override mechanism for vehicular passive entry door latch**. US 2010/0013246A1, 21. Jan. 2010.

MALUF FILHO, W. M. **Modelo para gestão do desenvolvimento e produção de pneus fornecidos para a indústria automobilística**. 2008. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2008.

Michaelis. **Moderno Dicionário da Língua Portuguesa**. Editora Melhoramentos Ltda. 2014. Disponível em < <http://michaelis.uol.com.br/>>

MITSUI KINZOKU ACT CORPORATION. Yoshihiko Fujihara; Katsuyuki Ishiguro. **Door latch apparatus and vehicular door equipped with door latch apparatus**. UK GB2478620A, 14. Set. 2011.

MITSUI MINING & SMELTING CO., LTD. Akira Takahashi; Bryan Farris. **Door latch device in a motor vehicle**. US 2009/0241617A1, 1. Out. 2009.

MITSUI MINING & SMELTING CO., LTD. Hiroshi Okada; Satoru Nishizawa; Nao Mizumoto. **Door latch device for a vehicle**. UK GB2439827A, 9. Jan. 2008.

MORELLO L.; ROSSINI L. R.; PIA G.; TONOLI A. **The Automotive Body: Components Design**. Londres. Springer, 2011. 2 v.

MORMAN, K. N.; WAGNER, D. A.; GUR, Y. **Method and system for Designing a vehicle door**. EUA US6081654, 27 jun. 2000.

MSCSoftware. MSCSoftware. Disponível em: <<http://www.mscsoftware.com/>>. Acesso em: 28 jan. 2013.

NAYAK R.; IM K. **Axiomatic design of the check link for an automotive side closure system.** SAE Technical Paper Series, 2006-01-1205, 2006.

NAYAK R.; IM K. **Optimization of the side swing door closing effort.** SAE Technical Paper Series, 2003-01-0871, 2003.

NCBS. National Cars Buyers Survey. Disponível em: <<http://www.nationalcarbuyers.co.uk>>. Acesso em: 20 jan. 2006

ORDIERES-MERÉ, J.; GARCÍA, A.B.; MUNILLA, V.M.; DÍAZ, D.C. **Finite element analysis of the hyper-elastic contact problem in automotive door sealing.** Journal of Non-Crystalline Solids, JNCS.5331-5333.354, 2008.

PEREIRA F. D.; SOUZA G. F. M. **Automotive door closing efforts study.** SAE Technical Paper Series, 2010-36-0294, 2010.

PORTER, M. **Estratégia: A Busca da Vantagem.** Rio de Janeiro: Campus, 1998.

QING-FEN L.; YAN-JIE L.; HAI-DOU W.; SHENG-YUAN Y. **Optimum design and numerical simulation of automotive front side door impact beam.** Journal of Key Engineering Materials, KEM.452-453.169, 2011.

RAO M. D. **Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes.** Journal of Sound and Vibration, 2003.

REULEAUX, F. **Kinematics of Machinery: Outlines of a Theory of Machines.** London: Macmillan and Co., 1876.

ROUSSOULY N, PETITJEAN F, SALAUN M. **A new adaptive response surface method for reliability analysis.** Probabilistic Engineering Mechanics, 2012.

SANDRINI V. U.; MASSAROTTI M.; MAIA M.; SAKAGUTI E.; MENDONÇA P. **A case study about side door closing effort.** SAE Technical Paper Series, 2008-36-0154, 2008.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. **Shigley's Mechanical Engineering Design 8th ed.** McGraw-Hill Primis, 2008.

SCHUËLLER G.I, STIX R. **A critical appraisal of methods to determine failure probabilities**, Structural Safety, 1987.

SMMT. The Society of Motor Manufacturers and Traders. Disponível em: <<http://www.smmmt.co.uk/industry-topics/economy/#>>. Acesso em 14 jan. 2013.

SCHATZ. Disponível em: <http://schatz.ag/startseite/>

SOUZA G. F. M. **Notas de aula da disciplina pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica**, PMR5201 – Análise de Confiabilidade Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos. São Paulo: Epusp, 2011.

STENTI A.; MOENS D.; SAS P.; DESMET W. **A three-level non-deterministic modeling methodology for the NVH behavior of rubber connections**. Journal of Sound and Vibration, JSV.912-930.329, 2010.

STENTI A.; MOENS D.; SAS P.; DESMET W. **Low-frequency dynamic analysis of automotive door weather-strip seals**. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, MSSP.1248-1260.22, 2008.

SUN Z.; HE W.; CHEN H. **Investigation of surface deflection controlling in cylinder shallow shell forming**. Journal of Advanced Materials Research, 2011.

THANAGASUNDRAM, S., MCMURRAN, R., JONES, R. P., & MOUZAKITIS, A. **Real-time Simulation of a Vehicle Door Locking Mechanism on a Hardware-in-the-Loop Platform**. Polymer 04-08. (2013).

TOMLINSON R. A.; CALVERT G. C. **Industrial Applications of Thermoelastic Stress Analysis**. Journal of Applied Mechanics and Materials, 2004.

UDRISTE D. I.; NEGRUS E. M. **Construction and kinematics of automotive side door latch mechanisms**. SAE Technical Paper Series, 2005-01-0881, 2005.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Office of Transportation & Air Quality. Disponível em: <<http://www.fueleconomy.gov/>>. Acesso em 18 ago. 2014.

VDA. Verband der Automobilindustrie. Disponível em: <<http://www.vda.de/en/meldungen/news/20130114-1.html>>. Acesso em: 14 jan. 2013.

WAGNER D. A.; MORMAN K. N.; GUR Y.; KOKA M. R. **Nonlinear analysis of automotive door weatherstrip seals.** Journal of Finite Elements in Analysis and Design, FEAD.33-50.28, 1997.

WANG E.; ZHOU H.; XU H.; ZHANG F.; WANG J. **Vehicle interior low frequency noise optimum using substructure modal synthesis method.** Journal of Advanced Materials Research, AMR.396-398.2206, 2012.

WU H.; GUO C.; XIAO C. **Analysis and control of car door inner panel forming fracture based on experience knowledge and numerical simulation.** Journal of Advanced Materials Research, AMR.189-193.2567, 2011.

YANG K, YOUNIS H. **A semi-analytical Monte Carlo simulation method for system's reliability with load sharing and damage accumulation.** Reliability Engineering and System Safety, 2005.

ZHAO J.; ZHOU C.; ZHU X. **Analysis of the influence of the seal structure on door closing force for Santana.** SAE Technical Paper Series, 2004-01-1348, 2004.

ZHAO J.; ZHU X.; WAN D. **The development of testing device for compression deformation of automotive door weather-strip seals.** SAE Technical Paper Series, 2002-01-0803, 2002.

ZHENZHONG S.; WEIFENG H.; HAIBIN C. **Investigation of Surface Deflection Controlling in Cylinder Shallow Shell Forming.** Journal of Advanced Materials Research, AMR.160-162.29, 2011.

ZHU S.; WENG X.; CHEN G. **Modelling of the stiffness of elastic body.** Journal of Sound and Vibration, 2003.

ZOU T.; MAHADEVAN S.; MOURELATOS Z. P.; MEERNIK P. **Reliability analysis of systems with nonlinear limit states; Application to automotive door closing effort.** SAE Technical Paper Series, 2003-01-0142, 2003.

APÊNDICE A – MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS DE ESFORÇO DE FECHAMENTO DE PORTAS

Comumente as montadoras utilizam dois métodos para a medição do esforço de fechamento dos veículos testados, o primeiro deles é através de medição indireta, utilizando um canhão e um sensor de velocidade, conforme apresentado na Figura A-1.

Figura A-1 Medição do esforço de fechamento com *Slam Canon*

Fonte: Pereira (2015)

O canhão faz o fechamento da porta através de uma mola carregada que empurra a porta no sentido favorável ao fechamento e um sensor de velocidade posicionado próximo ao painel lateral do veículo quantifica a velocidade da porta logo antes do fechamento completo da porta. São realizados diversos acionamentos até que se consiga fechar a porta com a menor velocidade possível, então o curso e a

constante da mola conhecidos são utilizados para o cálculo da energia de fechamento.

O segundo método, utilizado nas medições experimentais para validação e levantamento de dados deste trabalho, é feito com uma barra dotada de uma mola calibrada, um transdutor de curso e uma célula de carga, montada entre as duas portas conforme mostrado na Figura A-2.

Figura A-2 Barra calibrada com célula de carga e mola de retorno para medição do esforço de fechamento

Fonte: Pereira (2015)

Através de ventosas, a barra é montada entre as duas portas, fixada aos vidros do conjunto porta como mostrado na Figura A-3.

O sistema então é conectado a um condicionador de sinais e um computador com o devido software de aquisição de dados e sinais, como ilustra a Figura A-4.

Figura A-3 Terminal da barra acoplado ao vidro da porta por meio de ventosa

Fonte: Pereira (2015)

Figura A-4 Notebook e condicionador de sinais dedicado da empresa Schatz

Fonte: Pereira (2015)

Figura A-5 Ensaio experimental de medição de esforço de fechamento com veículo no desempenho em laboratório de ensaios estáticos

Fonte: Pereira (2015)

O ensaio consiste então em abrir a porta em uma posição suficiente para que quando solta, seja possível o fechamento completo do conjunto porta, conforme Figura A-5. Através das medições do transdutor de curso e da célula de carga, com conhecimento da calibração da mola de retorno da barra, o software de aquisição de dados traça a curva de força em função do deslocamento do êmbolo da barra. Através da curva é possível calcular a energia acumulada na mola de retorno.

O técnico responsável pela medição repete o processo de abertura e soltura da porta até que a mesma se feche com o menor valor de força possível, para efeito de repetibilidade são realizadas 10 medições, os dois maiores e os dois menores valores são descartados e então considerada a média dos restantes.

Como saída, o software apresenta a curva do esforço de fechamento em função do tempo e o valor instantâneo de força utilizado para o fechamento. Observa-se na Figura A-6, as curvas de medição de dois casos sobrepostas para comparação após o tratamento do sinal.

Figura A-6 Curva de saída da medição experimental após tratamento do sinal

Fonte: Pereira (2015)