

Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Mecânica
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**CONCEPÇÃO, PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA ESTRUTURA
PARA APLICAÇÃO EM VEÍCULO DE USO MISTO**

Rômulo Rossi Pinto Filho

Uberlândia, junho de 2004

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONCEPÇÃO, PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA ESTRUTURA PARA
APLICAÇÃO EM VEÍCULO DE USO MISTO

Dissertação apresentada à
Universidade Federal de Uberlândia por:

RÔMULO ROSSI PINTO FILHO

Como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges - (UFU) - Orientador

Prof. Dr. Elias Bitencourt Teodoro - (UFU)

Prof. Dr. Jorge Nei Brito - (UFSJ)

Uberlândia, 24 de junho de 2004

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborado pelo Sistema de Bibliotecas da UFU / Setor de Catalogação e Classificação

- P659c Pinto Filho, Rômulo Rossi.
 Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para aplicação em
 veículo de uso misto / Rômulo Rossi Pinto Filho. - Uberlândia, 2004.
 176f. : il.
 Orientador: José Antônio Ferreira Borges.
 Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Progra-
 ma de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
 Inclui bibliografia.
 1. Automóveis - Projetos e construção - Teses. 2. Automóveis - Chas-
 sis. 3. Otimização estrutural - Teses. 4. Método dos elementos finitos -
 Teses. 5. Engenharia mecânica - Teses. I. Borges, José Antônio Ferreira.
 II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em
 Engenharia Mecânica. III. Título.

629.331-11(043.3)

A Deus, aos meus pais Rômulo Rossi Pinto e Mafalda Lúcia Padovani Rossi pela paciência, apoio e compreensão fazendo com que a minha vida tenha sentido.

Agradecimentos

Ao meu orientador José Antônio Ferreira Borges e ao colega do curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica Marcus de Freitas Leal pela inestimável ajuda sem a qual este trabalho não teria sido realizado.

Aos funcionários (principalmente o Jorge) e diretores da Empresa Nogueira Veículos pela disponibilidade do veículo usado nos ensaios experimentais e pelo suporte nas atividades de desmontagem e posterior montagem deste veículo.

Ao CNPq (Conselho Nacional de desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo apoio financeiro.

CONCEPÇÃO, PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA ESTRUTURA PARA APLICAÇÃO EM VEÍCULO DE USO MISTO

SUMÁRIO

1 - Introdução	1
1.1 - Aspectos gerais deste trabalho	1
1.2 - Aspectos técnicos e referências bibliográficas	2
1.3 - Objetivos e justificativas para o trabalho	10
1.4 - Divisão do trabalho	11
2 - Aspectos relativos ao projeto de veículos	13
2.1 - Relação entre avanços científicos e tecnológicos	13
2.2 - Considerações sobre projeto	13
2.3 - A história do veículo de uso misto	18
2.4 - Requisitos modernos aplicados ao projeto de um veículo	32
3 - Estrutura veicular	36
3.1 - Estruturas tipo quadro de chassis e carroceria	36
3.1.1 - Backbone ou coluna vertebral	37
3.1.2 - Estrutura tubular tipo space frame (bird cage)	38
3.1.3 - Monocoque	38
3.1.4 - Chassis tipo “Ladder” ou escada	39
3.1.5 - Material estrutural	40
3.1.6 - Longarinas e travessas	40
3.1.7 - Carroceria	43
3.1.8 - Estrutura frontal	44
3.2 - Estrutura monobloco	44
3.3 - Considerações gerais sobre estruturas automotivas	45
3.3.1 - Distância entre eixos	45
3.3.2 - Estrutura para veículos conversíveis	45
3.3.3 - Comentários sobre rigidez estrutural	46
3.3.4 - Conceito de plataforma	48
4 - Engenharia, modelagem e o método dos elementos finitos (MEF)	50
4.1 - Introdução	50
4.2 - Engenharia e MEF	51
4.3 - Habilidades e limitações do método dos elementos finitos	53
4.4 - Como o método dos elementos finitos trabalha	55

4.5 - Considerações sobre modelos em elementos finitos	58
4.5.1 - Modelos com elementos do tipo barra	58
4.5.2 - Modelos com elementos tipo casca	60
4.5.3 - Modelos sólidos	61
4.6 - Considerações a serem feitas na criação do modelo em elementos finitos	61
4.6.1 - Geometria	61
4.6.2 - Malha	63
4.6.3 - Propriedades de material e elementos	69
4.6.4 - Condições de contorno	71
5 - Otimização numérica	74
5.1 - Introdução	74
5.2 - Definição matemática do problema de otimização	75
5.3 - Busca pelo ótimo	76
5.4 - Métodos para definição da direção de busca S	77
5.4.1 - Métodos de ordem zero	77
5.4.1.1 - Busca aleatória	77
5.4.1.2 - Método de Powell	78
5.4.2 - Métodos de primeira ordem	78
5.4.2.1 - Método da máxima descida	79
5.4.2.2 - Método de Fletcher-Reeves (Direções Conjugadas)	80
5.4.2.3 - Métodos da métrica variável	81
5.4.3 - Métodos de Segunda ordem / Método de Newton	82
5.5 - Métodos para busca unidimensional	84
5.5.1 - Interpolação polinomial	84
5.5.2 - Método da seção áurea	85
5.6 - Problemas com restrições	87
5.6.1 - Método da função de penalidade exterior	88
5.6.2 - Método da função de penalidade interior	89
5.6.3 - Método da função de penalidade interior estendida	89
5.6.4 - Método dos multiplicadores de Lagrange aumentado	90
5.7 - Métodos especiais de otimização utilizados pelo software comercial GENESIS®	92
6 - Ensaios experimentais	94
6.1 - Descrição do veículo de referência	94
6.2 - Separação da carroceria completa do chassi	96
6.3 - Retirada do conjunto propulsor e eixos	106
6.4 - Ensaios experimentais relativos à medição da rigidez à torção	114

6.5 - Ensaios experimentais relativos à medição da rigidez à flexão	124
6.6 - Ensaios experimentais relativos à análise modal	128
6.7 - Ensaio experimental para medição da massa do chassis	137
6.8 - Ensaios para medição das espessuras das longarinas e travessas	139
7 - Modelos matemáticos do chassis	141
7.1 - Geometria	141
7.2 - Construção do modelo com elementos do tipo casca	142
7.2.1 - Teste de torção do modelo em elementos do tipo casca	146
7.2.2 - Teste de flexão do modelo tipo casca	148
7.3 - Construção do modelo em elementos do tipo barra	149
7.4 - Adequação do modelo em elementos de barra para fins de otimização	152
8 - Resultados	153
8.1 - Resultados obtidos para o teste de torção	153
8.2 - resultados obtidos para o teste de flexão	155
8.3 - Resultados obtidos para o teste de análise modal do chassis	158
8.4 - Resultados relativos à medição de espessuras	159
8.5 - Resultados relativos à medição de massa do chassis	160
8.6 - Resultados relativos à otimização	161
8.7 - Resultados relativos à medição de massa do chassis otimizado	166
8.8 - Resultados obtidos através de análise modal do chassis otimizado	166
9 - Conclusões e seqüência do trabalho	168
9.1 - Conclusões	168
9.2 - Sugestões a respeito da seqüência deste trabalho	169
Referências bibliográficas	171
ANEXOS	174
ANEXO I - Calibração das massas padrão usadas no ensaio de torção	174
ANEXO II - Calibração das massas padrão usadas no ensaio de flexão	174
ANEXO III - Calibração estática da célula de carga Kratos	175
ANEXO IV - Verificação da calibração do medidor de espessuras USE-100	175

Pinto Filho, R. R., 2004, “Concepção Projeto e Otimização de Uma Estrutura Para Aplicação em Veículo de Uso Misto”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 176p

RESUMO

Este trabalho de pesquisa é parte de um projeto maior que compreende todas as etapas de concepção, projeto e construção de um protótipo funcional de veículo de uso misto. O veículo em questão deve estar inserido em uma categoria intermediária entre os puramente fora de estrada (tipo jipe) e os chamados utilitários esportivos. Deve conciliar desempenho e conforto, tanto para uso em trilhas quanto em cidades e rodovias pavimentadas. O objetivo principal desta dissertação é desenvolver o projeto de um chassi veicular usando uma metodologia que envolve técnicas modernas de simulação e otimização numérica. Conseqüentemente, obter uma estrutura com o adequado desempenho, levando em consideração a viabilidade econômica de uma produção em pequena escala. Este estudo representa uma contribuição para a indústria nacional de pequeno porte. A partir da utilização de seus resultados poderá explorar nichos de mercado onde as grandes indústrias automobilísticas não atuam. Primeiramente, foram obtidos parâmetros para o projeto a partir da análise da estrutura usada em um veículo de sucesso no mercado nacional, que se enquadra na categoria de interesse. Nesta análise, foram levantadas informações referentes à geometria e rigidez à flexão e torção do chassi. Estes parâmetros foram usados na validação de modelos numéricos modelados em um programa comercial de análise, baseado na técnica dos elementos finitos. Os modelos validados foram então simplificados e utilizados como ponto de partida para um procedimento de otimização numérica automática. Ao final da otimização foi obtida uma configuração de projeto para o novo chassi, que possui rigidez torcional 75% maior que o modelo original. Este resultado foi obtido a partir de um pequeno aumento na massa da estrutura de apenas 5 Kg. Além disto, a nova configuração apresenta geometria mais uniforme, o que facilita sobremaneira sua produção industrial. Os resultados encontrados permitem dar continuidade ao projeto, partindo agora para sua construção e ensaio da estrutura em escala real.

Palavras chave: Estrutura Veicular, Otimização, Rigidez Estrutural, Elementos Finitos.

Pinto Filho, R. R., 2004, "Conception, Design and Optimization of an All Terrain Vehicle Structure", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 176p.

ABSTRACT

This research is a part of a major project which comprises the design and building of a functional all terrain vehicle prototype. This type of vehicle is found between the pure off-road vehicles (jeeps) and sport utility vehicles (SUVs). It will also try to combine performance and comfort on and off-road. The main goal is to reach the design of a ladder frame structure using a modern methodology. This method consists of the latest optimization and simulation techniques. The research will also achieve a structure with performance, using the economical viability of a small production. This study represents a contribution to the national small business that can use it to explore markets where bigger industries cannot reach. Initially, parameters were obtained from a structure analysis. This structure belongs to a vehicle that fits the interest category. In the analysis, parameters such as: chassis geometry, torsion and bending stiffness were obtained. These were used to feed the numeric models. The models were built with a commercial software based on the finite element method. The so validated models were simplified and again used as the first step in an automated numerical optimization procedure. After optimization procedures, the design configuration was achieved. The new structure is 75% stiffer (torsion stiffness) than the original model. It is also 5 kg heavier. The new configuration presents also a simpler geometry. It will be easier to be built and can make mass production more efficient. These results allow the research to be continued. First future step will be to build and test the new structure.

Key words: Vehicle Structure, Optimization, Structural Stiffness, Finite Elements.

LISTA DE SÍMBOLOS

θ	ângulo de torção em radianos
δ	deslocamento do chassi em milésimos de milímetro quando submetido a um binário
ε	termo que marca a transição da penalidade interior para a penalidade estendida
α	valor escalar que determina a distância a ser percorrida na direção S
β	valor escalar que determina a distância a ser percorrida na direção conjugada
$\phi(X, r_p)$	função pseudo-objetivo
θ_f	ângulo de torção em radianos na dianteira
∇f	gradiente da função objetivo
θ_r	ângulo de torção em radianos na traseira
δX	diferença entre o vetor das variáveis de projeto de 2 interações consecutivas
$A(X, \lambda, r_p)$	função pseudo objetivo Lagrangeano aumentado
D	matriz que somada a Hessiana a modifica no método da Métrica Variável
$f(X)$	função objetivo
$F(x)$	função unimodal exemplo
F_1	força aplicada ao elemento finito 1 (exemplo)
F_2	força aplicada ao elemento finito 2 (exemplo)
F_d	força na dianteira direita (componente do binário de torção)
F_e	força na dianteira esquerda (componente do binário de torção)
F_l	limite inferior da função unimodal
F_u	limite superior da função unimodal
$g_j(X)$	restrições de igualdade
H	matriz Hessiana
$h_j(X)$	restrições de igualdade
K	estimativa da rigidez torcional

K_1	constante de rigidez do elemento finito 1 (exemplo)
K_2	constante de rigidez do elemento finito 2 (exemplo)
L	distância transversal medida entre os relógios comparadores no teste de torção
$L(X,\lambda)$	Lagrangeano
L_s	distância transversal entre os pontos de aplicação das forças F_d e F_e
$P(X)$	função de penalidade
r'_p	multiplicador que determina o peso da penalidade sobre as restrições de igualdade
r_p	multiplicador que determina o peso da penalidade aplicada
S	vetor que define a direção de busca
T	torque aplicado a estrutura
U_0	deslocamento do nó 0 (exemplo)
U_1	deslocamento do nó 1 (exemplo)
U_2	deslocamento do nó 2 (exemplo)
U_x	deslocamento na direção x
U_y	deslocamento na direção y
U_z	deslocamento na direção z
x	deslocamento total do sistema em elementos finitos (exemplo)
X	vetor de variáveis de projeto
X_i	variáveis de projeto

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Aspectos gerais deste trabalho

A área de Dinâmica Veicular tem sido objeto de grande interesse de pesquisa na Faculdade de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Uberlândia, particularmente no Laboratório de Sistemas Mecânicos. De forma geral, as pesquisas associadas a este tema têm sido desenvolvidas de acordo com duas abordagens distintas: o estudo do comportamento dinâmico do veículo como um todo ou de algum de seus subsistemas ou componente em separado.

Na primeira abordagem, são tratados aspectos de modelagem matemática – computacional, ela envolve não somente o veículo, mas também todos os elementos a ele relacionados e que compõem o seu ambiente real de operação (atuação do motorista, superfície da pista, contato pneu/solo).

Também envolvendo o veículo como um todo são tratados aspectos relativos à otimização e robustecimento do projeto. O objetivo é melhorar o seu comportamento dinâmico e torná-lo menos sensível às variações das condições de operação.

Para garantir a confiabilidade dos resultados obtidos, são também utilizadas técnicas experimentais de análise da dinâmica veicular.

Na segunda abordagem, o interesse é voltado para algum componente ou sistema dinâmico específico dentro do conjunto do veículo. Este subsistema específico é então alvo de pesquisa. Visando, geralmente, a sua otimização (de forma, estrutural ou dimensional).

É importante salientar que, nos estudos realizados até o momento, a equipe responsável pelas pesquisas tem contado com a importante participação do setor industrial. Empresas como a Mercedes-Benz do Brasil S.A., Fiat Automóveis, T Systems (antiga Debis Humaitá IT Services Latin America), John Deere do Brasil e Nogueira Veículos Especiais LTDA, têm permitido conferir um caráter aplicado a estes estudos.

Além de empresas privadas, as agências governamentais de fomento (CNPq, CAPES e FAPEMIG) têm financiado as atividades de pesquisa desenvolvidas pelo grupo do Laboratório de Sistemas Mecânicos.

Nos últimos anos, os alunos de graduação também têm se envolvido com o estudo da dinâmica veicular através da participação no projeto Mini-Baja.

Este projeto visa o desenvolvimento e construção de um veículo recreativo. Com ele os alunos participam, anualmente, de uma competição em nível nacional, organizada pela SAE Brasil (Society of Automotive Engineers).

A Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU, também faz parte do sistema INMETRO para inspeção de veículos transformados. Isto marca forte presença regional, além de contatos com empresas que atuam no setor.

O conjunto destas atividades tem influenciado, inclusive, o curso de graduação e pós-graduação em engenharia mecânica, através do oferecimento de uma disciplina optativa sobre Fundamentos de Dinâmica de Veículos.

Este trabalho é parte importante de uma pesquisa mais ampla, onde se pretende desenvolver o projeto e executar a construção de um protótipo de veículo completo. O resultado final deste projeto visa explorar um nicho do mercado automobilístico brasileiro, que ficou sem nenhum representante após o encerramento da produção do Toyota Bandeirante.

Em vista desta oportunidade, foi firmada uma parceria com a empresa Nogueira Veículos Ltda., estabelecida na cidade de Uberlândia – MG. Esta empresa demonstrou interesse em colaborar com o desenvolvimento da pesquisa, fornecendo informações e a necessária infra-estrutura em troca da possibilidade de, no futuro, vir a produzir o veículo em estudo.

1.2 - Aspectos técnicos e referências bibliográficas

O veículo que se pretende projetar deve estar inserido em uma categoria intermediária. Ele está entre os puramente fora de estrada (tipo jipe) e os chamados utilitários esportivos. Desta forma, pretende-se obter um veículo que permita o uso misto em vias pavimentadas e fora delas, mantendo bom nível de desempenho e conforto em ambas as situações. A versão inicial deste veículo, deve possuir estrutura e carroceria próprias. Porém deverá fazer uso da maior quantidade possível de componentes existentes no mercado de autopeças, por motivos de redução de custos.

Para efeito da obtenção de parâmetros de referência para o projeto do veículo, foi escolhido um jipe Troller T4, figura 1.1. Este veículo é reconhecido por oferecer um excelente desempenho, aliado a um bom nível de conforto. Baseada nesta escolha, a empresa Nogueira Veículos adquiriu um Troller T4 Diesel. Este veículo ficou à disposição desta pesquisa para qualquer atividade que se julgasse necessária durante o trabalho.



Figura 1.1: Jipe Troller T4.

O conhecimento detalhado do comportamento dinâmico e estrutural de veículos e seus componentes é muito importante, sob todos os pontos de vista.

Historicamente, a indústria automobilística desenvolve seus projetos utilizando os mais modernos recursos de engenharia disponíveis. Porém grande ênfase é dada à parte experimental.

De acordo com esta metodologia, ao longo do projeto, são construídos protótipos que evoluem em várias gerações. Isto ocorre a partir de testes exaustivos, que têm como objetivo detectar suas falhas e deficiências.

Desta forma, é natural esperar que haja um grande interesse por parte da indústria automobilística em aliar o desenvolvimento de seus projetos às modernas ferramentas computacionais (desenho, análise e otimização) na busca pela redução de seus custos e tempo de desenvolvimento.

Dentro do contexto do projeto de um veículo completo, pode-se afirmar, com certeza, que o desenvolvimento de sua estrutura representa um aspecto fundamental.

Segundo Souza (1990), a estrutura do veículo tem inúmeras funções, dentre as quais destacam-se:

- serve de suporte para a montagem de todos os demais componentes;
- é responsável pela rigidez e integridade global do veículo;
- é um importante componente do sistema de segurança do veículo;
- garante a funcionalidade de diversos subsistemas muito importantes, como suspensão, direção, portas.

Conforme será discutido no capítulo 3, quanto mais rígida for a estrutura de um veículo melhor será o seu potencial de desempenho dinâmico. Desta forma, a busca por estruturas veiculares cada vez mais rígidas é uma preocupação constante da indústria automobilística, Happian (2002).

Pensando em veículos com estrutura tipo chassis e carroceria (configuração típica dos veículos da categoria abordada neste trabalho), uma elevada rigidez do chassis também é bastante interessante pelo fato de permitir o uso de diversos formatos básicos de carroceria (jipe, utilitário esportivo, caminhonete), sem atribuir a este componente grande responsabilidade estrutural, Souza (1990).

Seguindo esta linha e segundo Happian (2002), a rigidez torcional de um veículo deve ser avaliada através de critérios específicos e medida entre eixos da estrutura veicular em questão. Ainda de acordo com Happian (2002), em um bom carro de passageiros (um sedã médio), a rigidez torcional se encontra em torno de 8.000 a 10.000 (Nm/°). Neste trabalho, relata ainda que, para uma rigidez torcional baixa, o motorista tem a sensação de que a frente do veículo move-se para cima e para baixo, afetando dessa maneira a dirigibilidade. Isto significa que, a funcionalidade de alguns componentes do veículo pode ficar comprometida pela falta de rigidez torcional da estrutura veicular. Por exemplo, portas que não se fecham ao posicionar o veículo em local não nivelado ou ao elevar o veículo para realizar a troca de um pneu furado.

Uma estrutura veicular mais rígida, poderá ser obtida se os membros estruturais forem constituídos de tubos de perfil transversal fechado. Neste caso, deve-se ter muito cuidado no projeto dos suportes da suspensão. Os suportes também devem ser mais rígidos para suportar os momentos das forças, que em uma estrutura menos rígida, seriam absorvidos pela deformação da estrutura em si.

Segundo Thompson et al. (1998), a dirigibilidade de um veículo pode ser melhor prevista se for considerada a rigidez estrutural do chassis.

Ele afirma que o aumento da rigidez torcional do chassis melhora a manobrabilidade pois permite que os componentes da suspensão controlem a cinemática do veículo de maneira mais eficiente.

Em seu trabalho, foram determinados os efeitos da flexibilidade global da estrutura veicular na rigidez ao rolamento e na resposta da posição das rodas, usando um modelo em elementos finitos do chassis e da suspensão. O autor construiu o modelo em elementos finitos usando a geometria medida diretamente das estruturas reais.

Para validação, a rigidez ao rolamento, prevista pelo seu modelo em elementos finitos, foi comparada com o rolamento provocado artificialmente através da aplicação de forças à estrutura real e medição da variação das cargas nas rodas.

Para melhor estudar os efeitos da flexibilidade do chassis na rigidez ao rolamento, o autor acrescentou membros estruturais adicionais em posições estratégicas do chassis, aumentando assim a sua rigidez. A partir dos modelos em elementos finitos, foi observado que a rigidez ao rolamento da suspensão dianteira aumentou 7,3% ao se elevar a rigidez torcional do chassis em 130%. Neste estudo foi verificado ainda que para valores acima de 130% de aumento na rigidez torcional do chassis a variação da rigidez ao rolamento na suspensão dianteira era desprezível.

Em seu estudo, Lampert et al. (1998), construiu um aparato experimental para determinar a rigidez de diferentes estruturas veiculares.

Seu projeto é simples e eficiente. Permite ser facilmente transportado por uma pessoa, pode ser rapidamente montado, é relativamente leve e se adapta ao estudo de diferentes configurações de estruturas veiculares.

O aparato impõe deslocamentos verticais (através de atuadores tipo parafuso) nos suportes das molas da suspensão dianteira do chassis, enquanto mantém a sua parte traseira fixa. Neste aparato, a determinação das forças é conseguida com balanças posicionadas abaixo dos apoios dianteiros. Elas medem a reação devido aos deslocamentos impostos no chassis e ainda os relógios comparadores medem os deslocamentos impostos na estrutura. A leitura dos relógios comparadores, a medição das forças resultantes na dianteira e a geometria do chassis, permitem calcular a sua rigidez torcional. Foi realizada também uma análise da sensibilidade e repetibilidade dos resultados obtidos usando seu aparato. Para validar o procedimento experimental o autor utilizou uma estrutura padrão com rigidez torcional conhecida (prevista analiticamente). Os testes realizados em seu trabalho mostraram que os valores medidos no aparato foram 6% superiores ao previsto analiticamente. A diferença é

explicada através de sua análise de incerteza, pelas variações nas propriedades do material, geometria, medições nos relógios comparadores e hipóteses simplificadoras consideradas no modelo analítico.

Srikanth et al. (1998), relata em seu estudo que o entendimento da influência dos diferentes membros estruturais na rigidez torcional de uma estrutura veicular torna-se cada vez mais necessário. Em seu trabalho, foi identificada a influência individual de cada membro de um chassi básico. Um valor elevado de sensibilidade neste trabalho, indicava uma grande influência na rigidez torcional global do chassi.

Os resultados desta análise de sensibilidade foram usados com o objetivo de se elevar a rigidez torcional do chassi. Um aumento mínimo em peso e manutenção da posição do centro de gravidade da estrutura veicular foram conseguidos.

O autor previu a rigidez torcional de diferentes configurações de chassi, criadas através de modificações em um modelo de elementos finitos. As configurações consistiam na adição de membros estruturais em diferentes áreas da estrutura veicular (frontal, motor, teto, pára-brisa, atrás do motorista). No total, foram montadas 24 diferentes configurações. Em cada uma delas, a rigidez torcional foi determinada através do respectivo modelo em elementos finitos. O aumento da rigidez torcional, a variação do peso total da estrutura bem como a variação da posição do centro de gravidade de cada um dos 24 projetos foram comparados. Após a comparação, o autor concluiu que a rigidez torcional da estrutura veicular estudada pode ser até triplicada com o aumento de apenas 20 kg no seu peso total.

Com relação à evolução do grau de rigidez das estruturas automotivas, cabe citar comentários de engenheiros das grandes montadoras durante debates no Congresso SAE Brasil 2003. Segundo estes ensinamentos, as estruturas veiculares atuais possuem o dobro da rigidez torcional daquelas construídas há uma década atrás.

Vale citar também o estudo de Souza (1990). Segundo seus estudos, para que sejam obtidos níveis aceitáveis de conforto, o chassi deve contribuir com pelo menos 23% da rigidez total do conjunto do veículo.

O autor comenta ainda que, para uma produção em pequena escala, é preferível que o chassi seja construído por meio de uniões soldadas.

Segundo Costa (1997), os defeitos de natureza geométrica em juntas de estruturas veiculares soldadas diminuem a vida das uniões. Estes defeitos reduzem significativamente a resistência à fadiga das juntas soldadas. Ele conclui que o defeito de maior influência em uma junta soldada de estrutura veicular é a falta de penetração

do cordão de solda. Ele relaciona o tamanho do defeito com a vida da união através de testes de fadiga em juntas com defeitos de soldagem. Foram submetidas juntas perfeitas e juntas com defeitos de soldagem a testes de fadiga. Concluiu-se que, a vida de uma junta com pouca penetração pode ser até 10 vezes menor do que uma junta com penetração completa.

Este trabalho mostra como evitar os defeitos geométricos na junta através da alteração dos parâmetros de soldagem, a fim de obter uma junta com perspectiva de vida útil maior.

A inspeção da junta soldada deve ser realizada através de critérios visuais ou ultra-som. O autor cita literatura específica de soldagem, AWS (1999), em que os defeitos de penetração incompleta ou trincas internas não devem ser aceitos para aplicações veiculares. Defeitos de mordedura podem ser aceitos em função do tamanho e localização, sendo que não há restrições quanto a altura do cordão de solda.

Adams (1999), faz alguns comentários a respeito da modelagem de estruturas soldadas através do método dos elementos finitos. Em seu trabalho, comenta que se a região da solda não é alvo de interesse específico da análise, então nenhum tratamento especial é necessário no modelo. Na prática, são utilizadas as mesmas propriedades do material da estrutura analisada na área da solda e na zona afetada pelo calor. O autor relata ainda que a modelagem detalhada de juntas soldadas não é aconselhável na estrutura completa, para esta finalidade são usados sub-modelos específicos quando o foco primordial da análise for a área da solda.

Kimbal (1999), faz algumas considerações importantes sobre o projeto de estruturas veiculares. Segundo o autor, a maioria dos problemas enfrentados pelos engenheiros raramente inclui situações em que os materiais são submetidos ao seu limite de escoamento (com exceção dos projetos aeroespaciais). Ao invés disto, o que norteia os projetos é a rigidez das estruturas. O autor exemplifica tal fato através de um interessante exemplo que será, convenientemente, citado no **Capítulo 3**.

Segundo Herrick et al. (1998), para se obter melhores características de manobrabilidade em um veículo, os suportes da suspensão devem ser rígidos o suficiente para minimizar a flexibilidade localizada, que poderia afetar a sua geometria de funcionamento.

O seu trabalho tem como foco principal os suportes das molas e sua influência sobre algumas características do comportamento dinâmico do veículo (rigidez ao rolamento, mudança na posição do pneu e mudança no ângulo de esterçamento).

Para modelar os suportes de mola, ele utiliza elementos do tipo casca e faz a sua integração ao modelo da estrutura veicular e ao modelo da suspensão. Ele constrói o suporte de mola a partir de sete partes metálicas soldadas, representadas em elementos finitos por áreas com sete espessuras distintas. Verifica a influência da espessura de cada uma das sete peças que constituem o suporte sobre as características de interesse. A partir dos resultados obtidos, conclui que partes específicas do suporte possuem maior influência no comportamento da suspensão. Por exemplo, a área do suporte da mola, figura 1.2, exerce grande influência no comportamento do ângulo de esterçamento. Ela pode aumentar a rigidez ao rolamento e minimizar a mudança da posição da roda se propriamente reforçada.

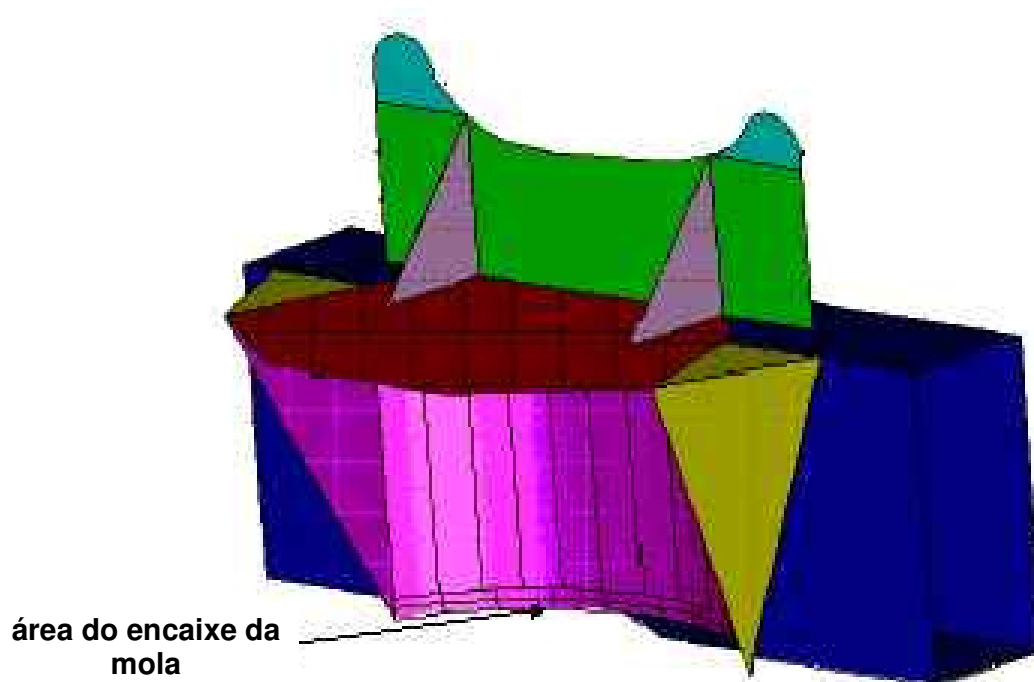


Figura 1.2: Suporte de suspensão adaptado de Herrick (1998).

Col et al. (1999), apresenta uma metodologia para projeto e otimização da estrutura do capô de um protótipo “roadster”. O “roadster” é um veículo com características esportivas, para dois passageiros, geralmente sem teto e com motor potente. Trata-se do modelo Argentino VIVO, construído pela Pininfarina, em cooperação com a Honda, figura 1.3.



Figura 1.3: “Roadster” Argentino VIVO.

O autor, construiu um modelo em elementos finitos usando como pré-processador o programa comercial MSC/PATRAN com interface direta CAD PTC. O modelo numérico foi inicialmente validado através da comparação dos dados de rigidez à torção e flexão, obtidos na solução do programa MSC/NASTRAN, com os resultados obtidos pelo Laboratório de testes da Pininfarina.

Em seguida foi realizada uma análise modal computacional visando o cálculo das frequências e modos de vibrar e sua posterior comparação com a análise modal experimental realizada diretamente no capô real.

No final do trabalho, o autor submeteu a estrutura do capô, modelada e validada em elementos finitos, a uma otimização topológica. O objetivo era manter a rigidez à torção e flexão, porém reduzindo o volume de material usado na sua construção.

Conseguiu-se propor, através da otimização, uma estrutura mais leve porém rígida o suficiente para manter sua funcionalidade.

O autor comenta no final do seu trabalho que este tipo de abordagem é adequada para o setor automotivo, onde a otimização estrutural atuando na rigidez do veículo permite vantagens em termos de estabilidade, segurança, conforto e custo reduzido de projeto, necessidades cada vez mais importantes nesta aplicação. A figura 1.4 ilustra os resultados obtidos.

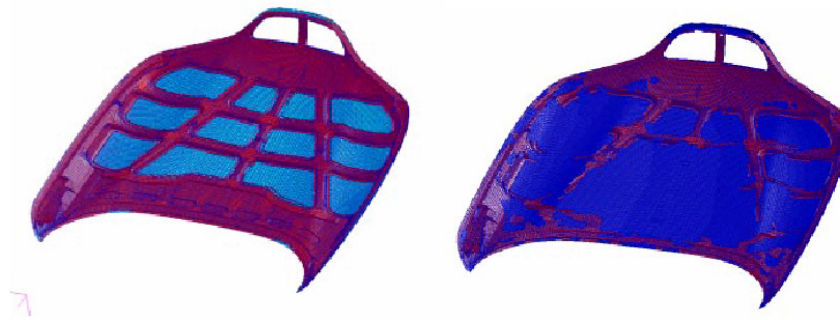


Figura 1.4: Projeto inicial (esquerda) e projeto otimizado (direita) por Col (1999).

Os trabalhos citados na área da engenharia automotiva ilustram o atual patamar de aplicação das ferramentas de modelagem, simulação e otimização em estruturas veiculares. Através de sua análise, percebe-se um acentuado avanço na procura por estruturas veiculares mais rígidas e pela sua representatividade através de modelos computacionais.

1.3 - Objetivos e justificativas para o trabalho

O principal objetivo deste trabalho é contribuir para o desenvolvimento, no Brasil, de competência técnica e científica em uma área da engenharia mecânica dominada por empresas multinacionais que, em sua maioria, têm seus centros de desenvolvimento em suas matrizes fora do nosso país.

Desta maneira, busca-se o desenvolvimento regional, através da interface criada entre a Universidade e a Indústria, além de agregar tecnologia moderna a um produto genuinamente brasileiro.

Como resultado final desta dissertação tem-se o desenvolvimento e aplicação de uma metodologia moderna de projeto para conceber a estrutura de um veículo de uso misto.

Uma configuração de chassi veicular com o adequado comportamento dinâmico e estrutural é obtida, considerando-se aspectos relativos à viabilidade econômica de uma produção inicial em pequena escala.

Por considerar a produção inicial em pequena escala, este estudo representa uma grande contribuição para a indústria nacional de pequeno porte. A partir de sua

utilização, pode-se explorar nichos de mercado onde as grandes indústrias automobilísticas não atuam.

A aplicação de uma metodologia moderna de projeto à solução de um problema é o grande desafio desta pesquisa. A expectativa é de imediata aplicação pela indústria nacional e sua difusão no parque industrial regional.

O trabalho foi iniciado pelo levantamento das principais propriedades estruturais do chassis de um veículo produzido em série, escolhido para servir de referência ao estudo de caso.

Para tal foram criados modelos matemáticos da estrutura do veículo. Utilizou-se, como ferramenta, um software comercial baseado na técnica dos elementos finitos (ANSYS®).

Partindo da configuração cujas propriedades estruturais foram levantadas, técnicas de otimização foram aplicadas proporcionando a melhoria evolutiva no desempenho do chassis, sempre atendendo aos critérios e restrições estabelecidas.

1.4 - Divisão do trabalho

Este trabalho encontra-se assim constituído:

Capítulo 2 – O objetivo deste capítulo é tecer considerações sobre o projeto de veículos, esclarecendo a relação entre avanços científicos e tecnológicos.

Além disto, são apresentados alguns requisitos modernos que se aplicam ao projeto de veículos, bem como as ferramentas computacionais que podem ser usadas no desenvolvimento deste produto.

Por fim, é feita uma abordagem histórica a respeito da evolução tecnológica dos automóveis de uso misto, desde seu aparecimento até os dias de hoje.

Capítulo 3 – Neste capítulo apresentam-se comentários a respeito dos principais tipos de estruturas veiculares. É mostrado que o estabelecimento da adequada rigidez estrutural representa um aspecto fundamental no projeto de veículos. São feitas considerações sobre as estruturas de veículos conversíveis e sobre o moderno conceito de plataforma. Por fim, são feitos alguns comentários a respeito do uso de materiais alternativos.

Capítulo 4 - Neste capítulo apresenta-se um conjunto de informações compiladas sobre o método dos elementos finitos. Mostra também dicas de como ele pode ser corretamente utilizado na modelagem e análise de uma estrutura ou componente veicular.

Ao longo do capítulo, serão mostradas algumas características de modelos que utilizam elementos tipo barra, casca e sólido. São feitas considerações sobre geometria, malha (processo de discretização em elementos finitos), propriedades e condições de contorno.

Capítulo 5 - Neste capítulo, apresenta-se os conceitos básicos da otimização numérica aplicada a problemas com e sem restrições. É apresentado o equacionamento matemático necessário ao entendimento dos principais algoritmos de otimização. São abordadas as características, vantagens e limitações das técnicas de otimização, além de mostrar uma perspectiva a respeito das mudanças que o seu uso pode provocar em toda a cadeia de projeto de um produto de engenharia.

Capítulo 6 – Neste capítulo, apresenta-se a descrição do veículo usado como referência para o estudo e os ensaios experimentais realizados. A desmontagem do veículo, bem como as medições associadas a sua rigidez à torção e flexão, análise modal do chassi, medição da massa e espessuras, são detalhadamente ilustradas.

Capítulo 7 – Neste capítulo apresenta-se a descrição, caracterização e desenvolvimento dos modelos de elementos finitos representativos das estruturas analisada e concebida. A abordagem inicia-se pela construção da geometria e sua posterior simplificação. Segue-se até a fase em que os modelos são parametrizados com os dados obtidos nos ensaios experimentais e suas respectivas condições de contorno.

Capítulo 8 - No capítulo oito apresenta-se os resultados das medições experimentais realizadas. São apresentados todos os resultados da análise modal e medição de massa, além da comparação dos resultados de simulação com os obtidos nos ensaios experimentais, objetivado a validação dos modelos. São mostrados

também os resultados relativos à otimização (formulação do problema de otimização, função objetivo, variáveis de projeto e restrições).

Capítulo 9 – Finalmente, apresenta-se as conclusões do trabalho, os comentários finais e as perspectivas de sua seqüência.

CAPÍTULO 2

ASPECTOS RELATIVOS AO PROJETO DE VEÍCULOS

2.1 - Relação entre avanços científicos e tecnológicos

Tecnologia pode ser definida genericamente como um conjunto de conhecimentos e informações organizadas provenientes de fontes diversas tais como descobertas científicas e invenções. O domínio da tecnologia pode ser obtido por meio de diferentes métodos e utilizado na produção de bens e serviços. No caso particular deste trabalho ela será utilizada na concepção de uma estrutura automotiva.

A tecnologia caracteriza-se por ser um tipo específico de conhecimento com propriedades que normalmente a tornam útil a quem a utiliza. Ela instrumentaliza a experimentação, transformando conhecimento científico em aplicação técnica. Ela amplia e possibilita a produção de novos conhecimentos científicos e influencia dessa forma, tudo ao seu redor.

As novas descobertas e a utilização das inovações tecnológicas nas últimas décadas têm deixado o mundo automobilístico muito mais interligado, rápido, diversificado e conseqüentemente menos previsível.

Estas incertezas, somadas às do mercado, em compasso com as descobertas nas áreas da tecnologia de informações têm, como conseqüências, as inúmeras mudanças que vêm ocorrendo no desempenho das atividades diárias das pessoas nas organizações. Estas mudanças se manifestam na forma de pressões externas e influenciam os trabalhadores.

Neste contexto dúbio, o desenvolvimento de um produto é envolto por pressões externas que recaem sobre o engenheiro. Desenvolver algo melhor, que satisfaça um mercado até certo ponto incerto e com restrições orçamentárias, é o grande desafio que a indústria automobilística enfrenta atualmente.

2.2 - Considerações sobre projeto

Segundo Souza (1990), o desenvolvimento de um produto envolve sua completa descrição através de desenhos, cálculos de engenharia e a previsão de

eventuais problemas advindos da sua fabricação. A completa descrição do produto através de desenhos e definições é chamada de projeto. Hoje em dia, o projeto de um produto possui fases que iniciam antes, e terminam após a definição, de cada um de seus componentes. O projeto engloba aspectos que vão além da funcionalidade e durabilidade.

Segundo Borges (1999), as fases do projeto nem sempre são discretas e lineares. São parte de complexos procedimentos que têm por finalidade atingir o resultado desejado. Dentre estes procedimentos, destacam-se duas abordagens ou metodologias: a experimental e a analítica computacional (baseada em simulação numérica).

A metodologia experimental possui as características descritas a seguir:

- É baseada em procedimentos do tipo tentativa e erro, onde a fase de projeto contribui para que todos os recursos e conhecimentos disponíveis na empresa sejam usados no intuito de acertar.
- A determinação dos fatores de influência no desempenho do produto fica prejudicada em virtude do conhecimento a respeito da dinâmica de seu funcionamento não ser total.
- A configuração final do veículo lançado no mercado pode apresentar deficiências não detectadas durante o desenvolvimento de seu projeto. Isto ocorre devido às condições restritas de teste que dificilmente conseguem cobrir todas as condições de operação às quais os veículos são submetidos pelos seus usuários. Este aspecto é particularmente importante quando leva-se em conta as dimensões continentais do Brasil, bem como sua grande diversidade de clima e condições de estrada.
- Por outro lado, se os ensaios experimentais forem adequadamente conduzidos e cobrirem as condições de operação mais significativas, o produto final apresentará desempenho adequado. Isto pode ser verificado na prática durante o seu desenvolvimento.
- O custo de desenvolvimento do projeto é muito elevado devido à necessidade de construção dos protótipos (o que geralmente envolve grande quantidade de trabalho manual), confecção de peças específicas por parte de fornecedores e necessidade de uma grande infra-estrutura para ensaios experimentais (mão de obra especializada, equipamentos, pista, combustível, etc). Além disto, deve-se considerar que estes recursos

devem permanecer disponíveis durante todo tempo (geralmente longo) de desenvolvimento do projeto.

O projeto de veículos, através da abordagem analítica computacional, apresenta as características descritas a seguir.

- A abordagem analítica sempre envolve o uso de modelos matemáticos e computacionais, sendo portanto baseada nas leis da física que regem o comportamento do sistema em desenvolvimento.
- Uma vez que modelos matemáticos e computacionais tornam-se disponíveis para representar o sistema em estudo, os parâmetros de influência no desempenho, bem como sua forma de atuação (linear ou não linear), torna-se conhecida a partir das equações estabelecidas. Isto representa uma importante vantagem, pois a equipe de projeto adquire capacidade de previsão sobre as tendências do desempenho do veículo, mesmo para configurações não implementadas.
- Os modelos matemáticos precisam ser implementados com critério e bom senso. O objetivo básico da abordagem é fazer com que os modelos representem adequadamente o sistema em estudo. Isto pode implicar em complexidade matemática desnecessária ou hipóteses simplificadoras que venham a prejudicar análises refinadas.
- Dependendo do sistema a ser analisado, os modelos matemáticos e computacionais podem atingir complexidade elevada. Isto dificulta sua implementação e, conseqüentemente, implica em grande esforço computacional para a obtenção dos resultados.
- Para que modelos matemáticos e computacionais sejam representativos da realidade, eles precisam ser alimentados com parâmetros, o mais possível, precisos. Esta necessidade pode implicar em sérias dificuldades na caracterização das propriedades dos componentes que constituem o sistema em estudo (massa, inércia, rigidez, amortecimento, geometria, comportamentos não lineares, etc). Estes parâmetros geralmente são obtidos através de ensaios experimentais ou modelos computacionais auxiliares.
- Modelos matemáticos e computacionais, alimentados com informações corretas, permitem avaliar uma gama de possibilidades de projeto muito maior do que a técnica experimental. Além disto, os resultados são obtidos

de forma rápida e barata, uma vez que alterações nos modelos de simulação não implicam em procedimentos demorados e custosos como aqueles associados à modificação de protótipos e componentes.

- Dependendo do sistema analisado, pode haver a necessidade de desenvolvimento de modelos matemáticos e computacionais de subsistemas que compõem o seu ambiente de operação. No caso de veículos, os subsistemas mais importantes para as análises são o perfil das irregularidades da pista, o comportamento do motorista, o conjunto propulsor e o contato do pneu com o solo.
- A partir da implementação dos procedimentos de simulação, geralmente ocorre um sensível aumento da produtividade de profissionais competentes. Isto é natural uma vez que a análise computacional representa uma ferramenta poderosa que pode fornecer informações rápidas, precisas e de acordo com a necessidade dos projetistas.

De forma geral, as técnicas experimentais têm a grande vantagem de possuírem excelente correlação com a realidade. No entanto, modernamente, existe grande interesse por parte da indústria automobilística em migrar o desenvolvimento de seus projetos das técnicas puramente experimentais para os procedimentos computacionais de simulação (Borges, 1999). Isto porém, não significa que a experimentação deve ser abandonada. Pelo contrário, ela continua tendo uma importância fundamental na validação dos modelos de simulação e na obtenção dos parâmetros necessários à sua caracterização. Com o passar do tempo, a indústria automobilística aprendeu que nenhuma das duas metodologias deve ser aplicada isoladamente, mas sim de forma complementar aproveitando a flexibilidade, rapidez e economia proporcionadas pela simulação e a insubstituível confiabilidade comprovada através dos resultados experimentais.

Do ponto de vista da etapa de desenvolvimento do projeto em que as técnicas computacionais são utilizadas nota-se que, na prática da indústria automobilística, a ferramenta de simulação não é o suficiente. Apesar do grande avanço proporcionado em relação às abordagens mais dependentes de ensaios experimentais, os horizontes abertos pela simulação podem deixar os projetistas perdidos, na medida em que ampliam demasiadamente as possibilidades de analisar diferentes configurações (Borges, 1995).

Grande parte deste efeito é devido aos “softwares” comerciais de simulação que, em geral, tratam os problemas numa abordagem do tipo entrada e saída a partir de interfaces gráficas. Filtram os aspectos relativos à modelagem matemática básica que fornece, ao projetista, informações preciosas sobre o comportamento do sistema em estudo.

Uma excelente alternativa para contornar este problema é o uso das técnicas de otimização numérica. Estas técnicas realizam uma busca automática e inteligente da configuração ótima de projeto. Ou seja, aquela que tem o melhor desempenho e atende a todas as restrições impostas. Para sua implementação é necessário definir alguns conceitos básicos:

Função Objetivo: É uma função matemática estabelecida de forma a representar as características do desempenho do sistema que se deseja melhorar (otimizar). Esta função deve ser definida de forma que o seu valor mínimo, ou máximo, corresponda ao melhor desempenho possível para o sistema em estudo.

Variáveis de Projeto: São as variáveis em função das quais a função objetivo é definida. Fisicamente representam parâmetros do sistema em estudo que exercem influência no seu desempenho. Neste caso, o algoritmo de otimização possui autonomia para alterá-los na busca pela configuração ótima de projeto.

Restrições: São funções matemáticas que devem ser respeitadas para que o projeto seja considerado válido. Estas funções podem ser estabelecidas de forma a representar adequadamente as limitações específicas às quais o sistema em estudo esteja submetido (tensões admissíveis para o material, valores limite para frequências naturais, relações geométricas de interesse). Além destas características, as chamadas restrições laterais são também utilizadas para definir o domínio de cada uma das variáveis de projeto.

Atualmente, a simulação aplicada ao desenvolvimento do projeto de veículos já é uma realidade na indústria automobilística brasileira. Nota-se porém uma grande dificuldade em se utilizar técnicas de otimização automática em conjunto com os códigos de simulação em virtude de dois fatores principais:

- a utilização das técnicas de otimização numérica geralmente implica em um grande número de avaliações da função objetivo, e no caso do estudo do desempenho de componentes veiculares ou mesmo do veículo completo isto representa a execução de um código de simulação que pode agregar um elevado esforço computacional;

- a dificuldade de estabelecer funções objetivo que caracterizem os diversos desempenhos do veículo associados às condições genéricas de operação.

Como extensão natural dos problemas de otimização, aparecem as técnicas de robustecimento de projeto. Basicamente, são estabelecidas algumas variáveis associadas às condições operacionais do sistema em estudo. Elas são então consideradas fatores de ruído aleatórios (fora do controle dos projetistas e usuários do sistema).

Segundo Butkewitsch (1998), busca-se com este procedimento avaliar como a variação destes fatores de ruído afeta o desempenho do sistema em sua configuração ótima. A solução ótima de engenharia deve ser aquela que apresentar a melhor solução de compromisso entre otimalidade e robustez.

Conforme citado anteriormente, na solução do problema de otimização do comportamento dinâmico de um veículo completo, existe a dificuldade de definição de funções objetivo que traduzam, matematicamente, um comportamento físico desejado (conforto, desempenho, etc) de forma independente da condição de operação do veículo (Borges, 1996). Porém, no caso de componentes específicos como um chassi, a otimização automática se torna viável em virtude do menor número de funções associadas ao componente e à redução da característica multidisciplinar.

Cabe mencionar que o engenheiro nunca será eliminado do processo de concepção de um projeto. Isto porque a existência de problemas, como mínimos locais (que serão detalhados no capítulo 5), durante a otimização exige decisões inteligentes e não automáticas (Vanderplaats, 1984).

Por fim, pode-se dizer que o método da tentativa e erro pode também ser chamado de otimização uma vez que, ao longo dos anos, as estruturas veiculares lentamente se tornaram melhores. Em particular, a evolução dos quadros de chassi para veículos de uso misto trilhou um belo caminho, juntamente com a evolução deste tipo de automóvel. A história do cativante “Jipe” se mesclou com a história da humanidade e será, brevemente, descrita a seguir (The Military Jeep web site, 2004).

2.3 – A história do veículo de uso misto

A seguir, têm-se uma breve descrição da origem do jipe, o primeiro veículo de uso misto de sucesso. Paralelamente também será ilustrada a respectiva evolução do quadro de chassis associado a este tipo de veículo.

Antes mesmo da segunda grande guerra, o exército dos Estados Unidos da América já procurava por um veículo de reconhecimento, ágil, leve e, principalmente, para uso misto. Ou seja, para uso em qualquer tipo de terreno. Vários veículos já tinham sido usados, mas nenhum deles se adequava às reais necessidades do exército norte americano.

No início da década de 40, na medida em que a Alemanha nazista começava a galgar vitórias na Europa e norte da África, a necessidade de desenvolver tal veículo se tornou urgente. O Exército dos EUA enviou especificações através de uma licitação para os fabricantes de veículos, pedindo por protótipos em condições de serem testados em Camp Holabird, MD. Estes, deveriam ser entregues em quarenta e nove dias apenas.

A "American Bantam Car Company" (formalmente "The American Austin Car Company") e a "Willys-Overland", foram as únicas empresas que responderam à licitação do exército em tempo, embora 135 companhias tivessem sido contatadas.

A grande depressão econômica dos anos 30, levou a "American Austin Car Company" à falência. A recém criada "American Bantam Car Company", caminhava também para a falência. Nesta época, a produção na Bantam encontrava-se suspensa e não havia engenheiros em sua folha de pagamento.

O prazo de quarenta e nove dias era um enorme problema. A "Willys-Overland" pediu mais tempo para terminar seu protótipo, pedido este recusado pelo exército norte americano.

A única chance da Bantam para cumprir o prazo era através de ajuda externa. O 'salvador' da Bantam foi Karl Probst, um talentoso engenheiro autônomo de Detroit.

Após recusa inicial quando convidado pela Bantam, Probst aceitou o desafio após ter sido contatado novamente pelo exército. Em 17 de julho de 1940, ele começou a trabalhar, sem salário.

Em apenas dois dias Probst, já havia reunido os planos para o protótipo da Bantam. Em mais um dia estimou o custo total do veículo. Em vinte e dois de julho, a proposta da Bantam foi entregue ao exército, completa e com desenhos de projeto. Segundo a proposta, o veículo ficaria dentro do limite de quinhentos e noventa kilos (1300 lb) apesar do protótipo ser, na verdade, mais pesado.

Muito do veículo foi feito com peças automotivas sucateadas. Os componentes do trem de força 4x4 foram fornecidos pela Spicer. Na posição de sub-contratada, a habilidade da “Spicer” em fabricar e fornecer os componentes da transmissão em tempo hábil era crítica. Essa era a única maneira da Bantam aumentar suas chances de cumprir o prazo estabelecido pelo exército.

O primeiro protótipo da Bantam, figura 2.1, foi montado a mão. Em 21 de setembro de 1940, estava completo e funcionando, cumprindo o prazo de 49 dias estabelecido pelo exército para os testes no Camp Holabird, MD. Nesta figura vê-se o projetista Karl Probst no assento do passageiro. No assento do motorista, vê-se o gerente da Bantam, Harold Crist.



Figura 2.1: Protótipo logo antes da entrega.

Os oficiais do exército torturaram o protótipo em intermináveis testes fora de estrada. Após os testes, concluíram o seguinte: "this vehicle demonstrated ample power and all requirements of the service." Traduzindo: “Este veículo demonstrou muita potência e todas as exigências para o serviço”.

A partir de desenhos, fornecidos pelo exército e ilustrados na figura 2.2, a “Willys-Overland” e a “Ford” submeteram protótipos baseados nos projetos da Bantam. A Spicer forneceu transmissões 4x4, praticamente idênticas, aos três fabricantes.

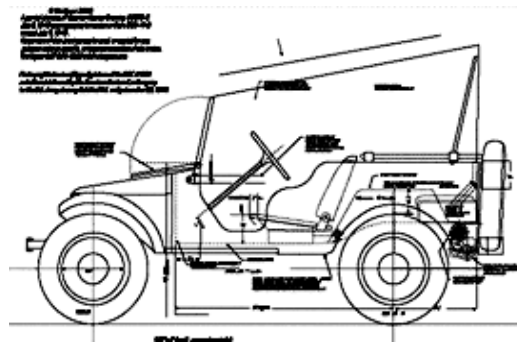


Figura 2.2: Projeto do protótipo da Bantam, o primeiro jipe.

Os protótipos "Quad" da “Willys”, mostrado na figura 2.3 e o Ford "Pygmy", mostrado na figura 2.4 adicionaram modificações ao projeto básico da Bantam.



Figura 2.3: Protótipo "Quad" da Willys.



Figura 2.4: Protótipo da Ford, o "Pygmy".

Todos os protótipos passaram satisfatoriamente nos testes do exército. Algumas mudanças foram feitas para a correção das falhas detectadas. Na verdade, o motor da Willys de 60 Hp chamado "Go Devil", era o que possuía o maior torque (cerca de 20% a mais que o da Ford e o da Bantam). Ele não apenas superava as especificações estabelecidas pelo exército, mas também deixava os outros dois protótipos em clara desvantagem.

O exército encomendou 1.500 unidades para cada uma das três empresas. A Ford começou as entregas em Abril de 1941. A Willys e a Bantam poucas semanas depois.

Uma vez entregues, estas unidades iniciaram uma verdadeira revolução na aplicação de veículos de uso misto no exército norte americano. Motocicletas, com ou sem "side-car", tornaram-se, instantaneamente, obsoletas.

À sombra da posição financeira e produtiva desfavorável da Bantam, e à luz da vantagem da capacidade de produção da Willys-Overland, o contrato final do exército foi fechado com esta empresa. Durante a produção em massa do jipe, iniciada pela Willys, o preço de cada unidade era de U\$ 749,00.

Uma vez que o Departamento de Guerra norte-americano determinara que uma grande quantidade de veículos fosse fabricada em um espaço de tempo relativamente curto, a Willys-Overland forneceu ao Governo dos Estados Unidos da América uma licença, não exclusiva, que permitia a fabricação de veículos com as especificações Willys por outras empresas. O exército escolheu a Ford como segundo fornecedor.

Infelizmente, a American Bantam, criadora do primeiro jipe, foi obrigada a se dedicar à fabricação de reboques e foi vendida em 1956. A Willys registrou a palavra jipe (Jeep®) como uma marca, mas não pode dizer que criou esta categoria de veículo.

O primeiro jipe civil, o CJ-2A, foi produzido em 1945. Os anúncios da Willys classificavam o veículo como um carro para serviços pesados, direcionado a fazendeiros e trabalhadores da construção civil. Ele vinha com um engate na traseira, pneu estepe montado da lateral, faróis maiores do que o Willys MB, figura 2.5 (modelo final produzido em massa pela Willys e Ford para o exército), tampa de combustível externa e outras modificações que o modelo militar não apresentava.



Figura 2.5: Willys MB modelo militar produzido em massa pela Willys e Ford.

O CJ-2A, figura 2.6, foi produzido durante quatro anos e em 1948 foi substituído pelo CJ-3A. Este veículo era similar ao modelo anterior, mantinha o mesmo motor, porém apresentava o pára-brisa como uma peça única.



Figura 2.6: Primeiro jipe civil o CJ-2A

O modelo CJ foi melhorado em 1953, tornando-se o CJ-3B. Ele possuía a grade dianteira e capô mais altos em relação ao seu predecessor militar (chamado popularmente no Brasil de ‘cara de cavalo’). Esta modificação foi feita para acomodar o novo motor “Hurricane”. Até aqui, todos os modelos possuíam estrutura na forma de um chassi com longarinas paralelas e 3 travessas mais o suporte do câmbio e pára-choques, figura 2.7.

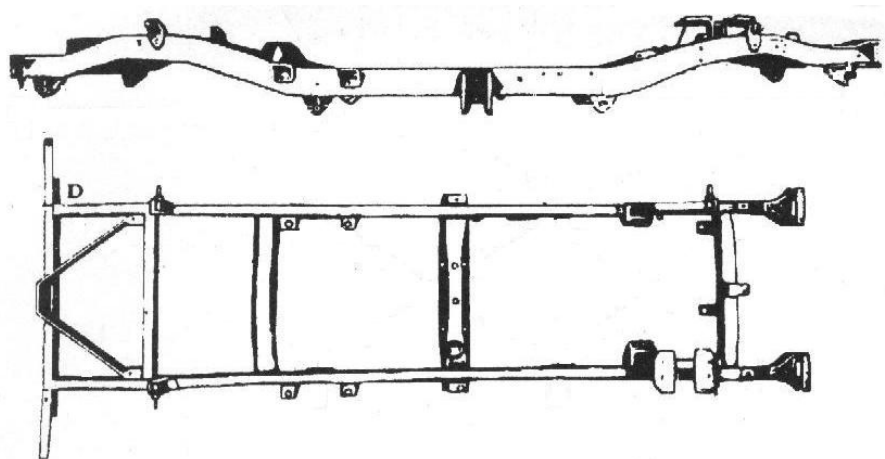


Figura 2.7: Estrutura dos modelos CJ-2A, CJ-3A e CJ-3B.

O CJ-3B, figura 2.8 permaneceu em produção até o ano de 1968. Até este modelo, a estrutura (chassis) do jipe permaneceu praticamente inalterada.

O M38A1, com pára-lamas dianteiros arredondados, foi apresentado em 1952 para o exército dos EUA. Em 1953, a Willys-Overland foi vendida para Henry J. Kaiser por 60 milhões de dólares. A companhia Kaiser iniciou um programa de

desenvolvimento com foco na pesquisa, que diversificaria a gama de produtos da Jeep®.



Figura 2.8: Modelo CJ-3B

Estes veículos foram fabricados para fins militares até 1957, e de 1958 até 1971 foram destinados à exportação. O M38A1 pouco maior do que o CJ-3B, possuía entre-eixos mais longo e era mais largo.

Três anos mais tarde, em 1955, a Kaiser Jeep® apresentou o CJ-5, uma versão civil do M38A1, figura 2.9.



Figura 2.9: O modelo M38A1

As principais diferenças eram o pára-brisa novamente dividido em duas peças, faróis rentes à grade dianteira e uma estrutura modificada, figura 2.10. A estrutura deixa de possuir longarinas paralelas. Melhorias no motor, eixos, transmissão e conforto logo tornaram o CJ-5 o veículo ideal para suprir o interesse crescente do público civil por veículos de uso misto. Um modelo com maior entre-eixos foi concebido, ficando conhecido como CJ-6. Apesar do entre-eixos maior, o CJ-6 era praticamente idêntico ao CJ-5.

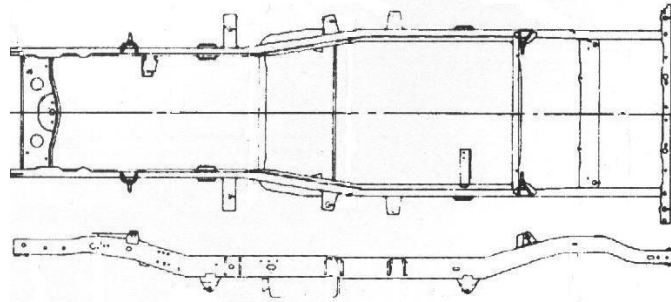


Figura 2.10: Estrutura do Modelo CJ-5

Em 1965, o novo motor V-6 "Dauntless" foi oferecido como opcional em alguns modelos CJ-5 e CJ-6. O motor de 155 Hp quase duplicava a potência em relação ao original de 4 cilindros. Foi a primeira vez que um Jeep® CJ pôde ser equipado com um V-6 devido à estrutura agora mais robusta, porém mais pesada.

O modelo CJ-5, figura 2.11, foi o de maior tempo em produção dentre os veículos da marca Jeep®, de 1955 até 1983. Sua carroceria e estrutura permaneceram praticamente inalteradas por cerca de 30 anos.



Figura 2.11: CJ-5 modelo 1979.

A Jeep® foi também pioneira quando, em 1962 apresentou a primeira transmissão automática para veículos com tração nas 4 rodas na sua linha Wagoneer (predecessora do Jeep® Cherokee). O Jeep® Wagoneer 1962, foi também o primeiro veículo 4x4 com suspensão dianteira independente.

Em 1970 a Kaiser Jeep® foi comprada pela American Motors Corporation (AMC). Veículos de uso misto com tração nas quatro rodas tinham se tornado mais populares do que nunca. Em 1978 a produção total da Jeep® atingiu 600 veículos por dia, cerca do triplo da quantidade no início da década de 70.

Após 1970, todos os CJ's vinham equipados com motores AMC e todos estavam disponíveis em versões V-8 com 304 polegadas cúbicas (5 litros). A AMC equipou os CJ-5 e os CJ-6 com eixos mais pesados, freios mais potentes e maior bitola.

Outra inovação da Jeep® foi a apresentação, em 1973, do primeiro sistema de tração nas quatro rodas permanente, o Quadra-Trac®, sistema que estava disponível em suas caminhonetes.

Em 1976 a AMC apresentou o CJ-7, figura 2.12. Este veículo representou a primeira grande modernização no projeto do Jeep® em 20 anos. Possuía entre-eixos maior para permitir a colocação de uma transmissão automática.



Figura 2.12: Jeep® CJ-7

O modelo CJ-7 ofereceu capota rígida moldada em material plástico e portas metálicas. O modelo CJ-7, com 2,4m de entre-eixos e o modelo CJ-5, com 2,1m de entre-eixos foram montados até 1983. Neste ano, o mercado levou a AMC a descontinuar (após 30 anos de produção) a fabricação do CJ-5 e concentrar-se apenas no modelo CJ-7.

O chamado “Scrambler”, um modelo similar ao CJ-7 porém com maior entre-eixos, conhecido internacionalmente como CJ-8, foi também produzido.

A AMC era constituída de duas divisões, a Divisão de Produtos Comerciais (AMC - que produzia os Jeeps) e a Divisão de Produtos Diversos. Em 1971, foi transformada em uma subsidiária da AMC conhecida como “AM General Corporation”.

Em 1979, o exército norte-americano decidiu que precisava de um único veículo. Este deveria desempenhar os diferentes papéis de vários veículos até então em serviço. Tal veículo foi chamado de “High Mobility Multipurpose Wheeled Vehicle” (HMMWV ou 'Humvee').

Em 1981, o exército dos EUA apresentou as especificações para o HMMWV. A “AM General Corporation” enviou sua proposta ao exército em 1982. Um ano mais tarde foi vencedora do contrato para o fornecimento de 55,000 Humvees a um preço

médio de U\$ 21.818 cada. Os primeiros Humvees, foram entregues ao exército americano em 1984 no formato mostrado na figura 2.13. Uma versão civil do HMMWV, o chamado “Hummer H1”, foi apresentado em 1992. Rapidamente, se tornou um símbolo de status para poucos afortunados.

As principais características de projeto do modelo atual (Humvee e Hummer H1) incluem enorme distância livre do solo (405mm), um poderoso motor diesel V-8 de 6.5 litros de cilindrada, transmissão automática, suspensão independente nas quatro rodas com molas helicoidais e um inacreditável curso de 90 cm.



Figura 2.13: Humvee / Hummer.

Em 1983, a “AM General Corporation” foi vendida pela AMC para a “LTV Corporation”. Em 1992 a empresa foi novamente vendida para o Grupo Renco. Em dezembro de 1999, a “General Motors” (GM), comprou os direitos sobre o nome “Hummer” da “AM General Corporation”. A GM assumiu a liderança na propaganda do Hummer civil, porém mantendo a “AM General” montando o veículo.

Uma grande parcela do mercado dos veículos de uso misto ainda procurava por veículos compactos e com tração nas quatro rodas, qualidades típicas dos Jeeps da série CJ. Porém, os consumidores que compunham este mercado estavam procurando também pelo conforto associado aos modernos carros de passeio. Baseada nesta necessidade, a AMC respondeu ao mercado em 1986, descontinuando a série CJ e apresentando, em 1987, o Jeep Wrangler (YJ), figura 2.14.



Figura 2.14: Jeep Wrangler YJ

Apesar do Wrangler apresentar o perfil de carroceria aberta familiar aos CJ-7, possuía pouquíssimas peças em comum com seu famoso predecessor. Mecanicamente, o Wrangler tinha muito mais em comum com o utilitário esportivo Cherokee do que com o CJ-7. O YJ possuía faróis retangulares, sendo o primeiro modelo com esta característica desde a invenção do jipe.

Em 5 de agosto de 1987, um ano após a apresentação do Wrangler, a “American Motors Corporation” foi vendida. A famosa marca Jeep® se tornou parte da divisão Jeep/Eagle da “Chrysler Corporation”.

O novo modelo do Jeep® Wrangler, o TJ, apresentado em 1997, possui aparência muito similar ao CJ-7. Seu visual ‘retrô’, figura 2.15, é proposital. As semelhanças, porém, ficam restritas à aparência externa. A sua mecânica é completamente diferente dos CJs.



Figura 2.15: Modelo Jeep® Wrangler TJ 1997.

O Wrangler TJ, mantém várias características visuais ‘clássicas’ dos Jeeps tais como: faróis redondos, grade dianteira com 7 furos, pára-brisas rebatível (novidade em 1940), portas removíveis e teto com as opções em lona ou rígido (também removíveis). A proteção tipo ‘roll-over’ (Santo Antônio) é um item de série.

Em torno de 80% das peças do veículo foram re-projetadas, inclusive a sua estrutura com longarinas de perfil fechado, figura 2.16. O TJ possui suspensão independente com molas helicoidais nas quatro rodas, similar a do Jeep Grand Cherokee. Seu interior completamente novo inclui duplo “air bag” na dianteira.

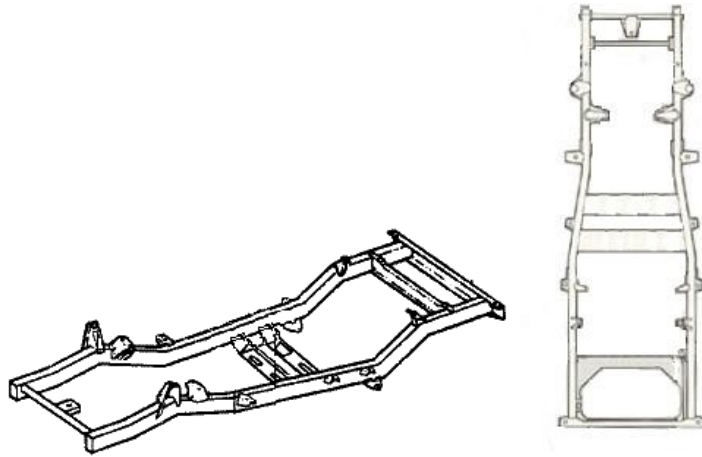


Figura 2.16: Estrutura do Wrangler TJ

Os veículos de uso misto da marca Jeep® (Wrangler, Cherokee e Grand Cherokee), estão sendo atualmente construídos e vendidos a uma taxa de aproximadamente 600.000 unidades a cada ano.

Na realidade dos veículos de uso misto no Brasil, vale citar o sucesso conquistado pela montadora brasileira Troller Veículos Especiais S.A. fundada em 1996.

O projeto Troller começou a ser desenvolvido em 1995 com a fabricação do primeiro protótipo em Abril de 1996. A fábrica começou praticamente do nada como uma montadora de fundo de quintal e hoje possui destaque no mercado nacional de veículos de uso misto com uma produção diária de seis unidades. O início de todo este sucesso foi caracterizado pelo desempenho excepcional dos seus protótipos em competições internacionais, tais como o Rally Paris–Dakar, e nacionais, como o Rally dos Sertões.

Seu principal produto é o Troller T4 Diesel, mostrado na figura 2.17. Este veículo possui motor MWM 2.8 turbo-diesel, potência líquida de 114 Hp e tração 4x4. Sua carroceria é construída em resina reforçada com fibra de vidro com a opção de teto rígido, em fibra ou em lona removível.

Este veículo foi desenvolvido integralmente no Brasil. Hoje é produzido com índice de nacionalização de 94% em valor e de 96% em peso.



Figura 2.17: Troller T4 Diesel.

A Troller Veículos Especiais S.A., segundo seu endereço eletrônico (www.troller.com.br), não possui dependência com relação às grandes montadoras de automóveis do país. Seus fornecedores, e também parceiros no desenvolvimento do produto, são os mesmos das demais montadoras, a exemplo da MWM, Dana, Continental, Eaton, Visteon, Cofap, Bosch, AVM, ZF, Mangels e Pirelli.

Sua atual produção é de seis veículos/dia utilizando apenas um turno de trabalho. Isto totaliza 120 veículos/mês, para uma capacidade instalada de 480 veículos/mês. De acordo com seu planejamento estratégico, no primeiro semestre de 2004 a Troller atingiu a produção de 400 veículos/mês. Sua pequena escala de produção constitui um diferencial competitivo: permite a fabricação de veículos especiais e personalizados.

Após 63 anos do início da história do Jipe, os acontecimentos parecem se repetir. Em 2003, aqui no Brasil, a Troller desenvolveu o modelo T4-M a partir das condições estabelecidas pelos Requisitos Operacionais do Exército Brasileiro. A figura 2.18 mostra este modelo quando de seu lançamento.



Figura 2.18: Troller T4-M.

Para a homologação do veículo, foram realizados testes conduzidos pelo Exército Brasileiro no período de maio a junho de 2003. O jipe militar rodou cerca de 30 mil quilômetros em todo tipo de terreno. Recebeu o certificado de adequação às normas por parte do Exército Brasileiro, que serve também para as demais Forças Armadas brasileiras.

O modelo militar possui as mesmas dimensões e peso do T4 Diesel, e utiliza a mesma estrutura, figura 2.19. Suas diferenças básicas em relação ao modelo civil são: um tanque extra para 20 litros de combustível e outros acessórios militares como iluminação de 'black-out'.

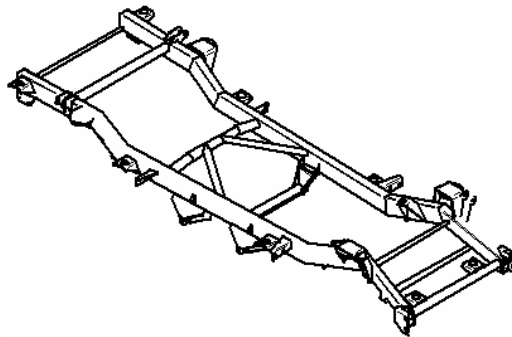


Figura 2.19: Estrutura do Troller T4 e T4-M.

Após o real sucesso da Troller no Brasil, montadoras nacionais estão lançando outros modelos no segmento. O Tracker da GM, o Eco Sport da Ford, a Pajero TR-4 da Mitsubishi, são alguns exemplos desta tendência.

Nota-se ao observar os veículos atuais como o Jeep® Wrangler, o Troller e o Eco Sport a influência que os requisitos modernos aplicados ao projeto de automóveis exerce no desenvolvimento deste segmento. Dentre estes destacam-se: espaço

interior, conforto e a segurança ativa e passiva (air bags, proteção tipo santo antônio). A seguir são feitas algumas considerações sobre estes requisitos.

2.4 - Requisitos modernos aplicados ao projeto de um veículo

O projeto de um veículo completo é uma tarefa complexa que envolve vários profissionais de diversas áreas. Nele, os milhares de componentes e as dezenas de sistemas devem, em conjunto, formar uma unidade que atenda a determinados requisitos. Estes requisitos vão desde a aparência do veículo até seu desempenho, passando pelo conforto, economia de combustível, durabilidade, bem como segurança.

Os requisitos são em sua maioria parâmetros particulares de cada montadora. Pode-se citar a aparência ou a simples sensação do pedal de freio passada ao motorista. As montadoras possuem pólos de desenvolvimento, geralmente em suas matrizes fora do Brasil, para testar todos estes requisitos. Como exceção a esta regra, pode-se citar a Mercedes-Benz do Brasil S.A.. Ela possui em suas instalações de São Bernardo do Campo, uma moderna e completa infra-estrutura que permite o desenvolvimento de veículos de carga. Recentemente, a Fiat sinalizou que pretende concluir o primeiro polo de desenvolvimento fora da Itália, justamente no Brasil.

Os pólos de desenvolvimento possuem laboratórios de acústica, vibrações e compatibilidade eletromagnética, centro de estilo, engenharia elétrica e eletrônica, engenharia de carroceria e chassis, construção de protótipos e engenharia de experimentação de veículos. Cada uma destas áreas possui atribuições específicas, mas todas buscam um fim comum: veículos com visual mais atraente, melhor desempenho aliado à economia de combustível, baixo custo de produção e operação e mais conforto e segurança para os usuários (Web site do Polo de desenvolvimento automotivo Fiat, 2004).

O centro de estilo é geralmente responsabilidade de uma equipe de designers. É a área de concepção de desenhos que definem a aparência do veículo. Nela as pessoas utilizam a tecnologia de criação de modelos virtuais e poderosos computadores que permitem obter o máximo de fidelidade visual em relação ao mundo real. Tradicionalmente, este setor conta também com uma equipe completa de artistas da modelagem que permite solucionar problemas em escala real através de `mock-ups` e do uso de prototipagem rápida.

A engenharia elétrica e eletrônica possui laboratórios como os de compatibilidade eletromagnética, eletroacústica e fotometria. O laboratório de compatibilidade eletromagnética tem como função certificar os sistemas eletro-eletrônicos dos veículos. Isto é feito, mediante análise das interferências causadas por irradiações produzidas por aparelhos do tipo telefones celulares e televisão via satélite. O laboratório de eletroacústica preza pelo som de alta fidelidade do veículo e testa os componentes do som automotivo. O laboratório de fotometria desenvolve conjuntos ópticos de faróis e lanternas de acordo com índices de luminosidade, direcionamento e coloração considerados adequados.

A engenharia de carroceria tem por objetivo assegurar que a estrutura e o acabamento interno possuam desempenho e durabilidade aceitáveis. Tais estudos são, geralmente, alcançados por intermédio de simuladores de protótipos ou diretamente em pistas de testes. As pistas de testes são construídas procurando-se fazer com que a relação [distância percorrida / esforços] seja pequena. Por sua vez, os simuladores de protótipos reproduzem as situações mais desfavoráveis de uso do veículo repetidas vezes, nas mais severas condições climáticas.

A engenharia de chassis garante que a estrutura do veículo e os componentes da suspensão tenham comportamento e desempenho adequado às condições de operação, levando em conta a necessária durabilidade do conjunto. A equipe de desenvolvimento de chassis é que, normalmente, faz uso de recursos computacionais para executar análises estáticas e dinâmicas do produto em desenvolvimento antes mesmo de sua construção. Do ponto de vista da experimentação, uma ferramenta muito usada pela engenharia de chassis é o simulador de protótipos quadri-axial. Estes equipamentos, produzidos por fabricantes como a MTS, têm a função de simular a passagem por estradas através da aplicação simultânea nas rodas de forças e momentos em todas as direções e sentidos. O objetivo básico destes ensaios é a avaliação acelerada da fadiga dos diversos componentes de suspensão do veículo e a caracterização de seus suportes ou fixações na carroceria.

A construção de protótipos permite a realização física de um projeto até então virtual. Neste setor, o veículo se torna real pela primeira vez antes de sua produção em série. Esta é considerada uma das etapas mais importantes do desenvolvimento de um veículo. É de onde saem as primeiras unidades para os testes da engenharia de experimentação.

A avaliação final do veículo é realizada pela engenharia de experimentação. Sua responsabilidade é avaliar a confiabilidade, durabilidade e o funcionamento

simultâneo de todos os sistemas. Para isto, ela se vale de vários equipamentos e laboratórios. Um deles é o dinamômetro de rolos em câmara climática. Ele submete o protótipo a temperaturas que vão desde $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de até 200 km/h. O laboratório de acústica e vibração permite a realização de testes de ruído interno no simulador de estradas, vibração de sistemas e componentes. Permite, por exemplo, a avaliação de revestimentos de portas e parede corta-fogo. Pode ainda contar com câmara psicoacústica. Ela permite analisar e reproduzir provas de ruídos internos simulando com elevada precisão, a forma como os ruídos são captados pelo ouvido humano. Câmaras semi-anecóicas são também realidade na engenharia de experimentação. Nelas é possível a realização de provas de ruídos internos e externos simultaneamente.

Além dos requisitos básicos e elementares ao desenvolvimento de um veículo como os citados acima, existe uma infinidade de tecnologias disponíveis para a aplicação automotiva. A indústria automobilística brasileira, após o paradoxo vivido nos anos 90 em função da abertura nas importações, vive hoje outro grande dilema: como lidar com tantas inovações tecnológicas. A estratégia é justamente o desafio de equilibrar o custo da tecnologia com o poder aquisitivo do consumidor.

Talvez, a resposta mais recente da indústria a este dilema tenha sido a apresentação dos veículos `flex-fuel` ou carros flexíveis. Estes veículos podem ser abastecidos com álcool ou gasolina em qualquer proporção. Esta tecnologia permite um excelente custo benefício ao consumidor que, ao abastecer, pode escolher o combustível que lhe for mais conveniente.

A correta escolha da tecnologia disponível a ser aplicada, sua adequação ao tipo de segmento do veículo, bem como o custo final desejado, deve nortear o desenvolvimento de um projeto. Assim, a partir de uma necessidade de mercado pode-se oferecer um produto cujo estilo, desempenho, conforto e preço final permitam seu sucesso.

CAPÍTULO 3

ESTRUTURA VEICULAR

Segundo de Souza (1990), existem dois tipos básicos de estrutura veicular: o clássico quadro de chassi e o tipo monobloco, figura 3.1. Cada uma destas estruturas possui características próprias que norteiam a sua utilização. O quadro de chassi suporta diretamente as suspensões, o conjunto propulsor e a carroceria. O monobloco integra chassi e carroceria em uma única peça.

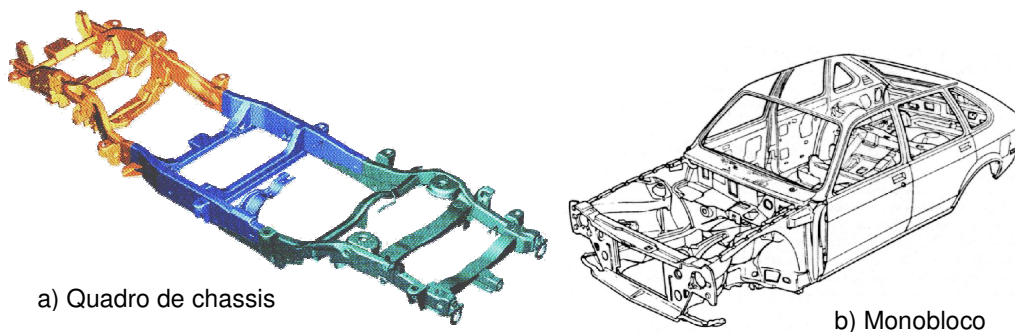


Figura 3.1: Tipos básicos de estrutura veicular.

3.1 Estruturas tipo quadro de chassi e carroceria

Souza (1990) relata que todo bom chassi deve atender aos requisitos listados a seguir:

1. Ser uma estrutura robusta e que tenha durabilidade igual à vida útil esperada para o veículo. Ou seja, nenhuma de suas partes deverá ser danificada em condições normais de uso.
2. Deve ser o mais rígido possível, a fim de manter os pontos de ancoragem da suspensão fixos e proporcionar a manutenção da manobrabilidade e dirigibilidade, mesmo em condições de curva ou ao passar sobre irregularidades da pista.
3. Suportar os painéis da carroceria e outros componentes de maneira que todos os sistemas do veículo permaneçam sempre funcionais e apresentem vida útil elevada.

Na prática poucos chassis fogem a regra número 1. Ou seja, falhas estruturais são raras, mesmo em chassis construídos artesanalmente. A maioria dos construtores de chassis, mesmo os não engenheiros, projetam estruturas naturalmente superdimensionadas. É errado pensar que construir um chassis que não quebre é o suficiente.

Segundo Happian (2002), a rigidez estrutural do chassis é a base do sentimento que piloto ou motorista possui ao dirigir o veículo. Ela é responsável por grande parte da manobrabilidade e a dirigibilidade do mesmo. Ela garante a integridade da carroceria e o comportamento geral do veículo. Pode-se dizer que a rigidez do quadro de chassis separa um veículo que seja ótimo de dirigir de um outro que é apenas bom.

O fato acima é facilmente percebido ao se conduzir um veículo mais antigo e um moderno. Segundo especialistas de montadoras nacionais, as estruturas atuais são cerca de 100% mais rígidas que as de dez anos atrás.

As diferentes abordagens de projeto de um quadro de chassis possuem vantagens e desvantagens de forma que, cada estrutura projetada, é o resultado do compromisso entre: peso total, tamanho dos componentes (motor, caixa de mudanças, eixos), categoria do veículo e custo total. Não existe a melhor maneira de se construir um chassis. Cada veículo apresenta um conjunto diferente de problemas durante sua concepção e uso, Souza (1990).

A seguir são apresentadas as principais características de algumas alternativas bem sucedidas de construção de chassis e estruturas veiculares segundo Happian (2002) e Chassis Design Logic web site (2004).

3.1.1 “Backbone” ou coluna vertebral

Na figura 3.2 tem-se um chassis do tipo coluna vertebral. Nesta concepção, o túnel central é o principal membro estrutural do projeto.

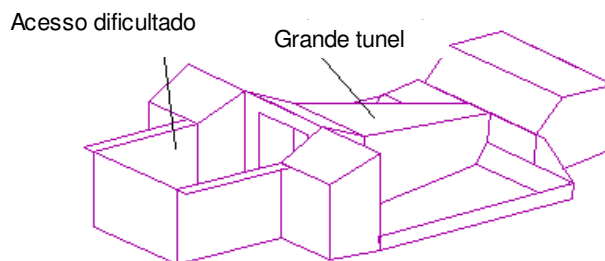


Figura 3.2: Estrutura tipo backbone.

Neste tipo de estrutura, a grande desvantagem é justamente o túnel central que ocupa um grande volume no compartimento dos passageiros e conseqüentemente, compromete o uso do espaço interno. Além disso, o acesso para manutenção de componentes mecânicos, como motor e caixa de mudanças, é dificultado neste tipo de projeto em função dos painéis que compõem o chassi.

3.1.2 Estrutura tubular tipo space frame (bird cage)

Uma estrutura tipo 'space frame' verdadeira, é composta de pequenos tubos submetidos apenas à tração e compressão (não são submetidos a carregamentos de torção ou flexão). Isto significa que, cada ponto de suporte deve ser composto por membros nas três direções, evitando cargas de torção e flexão. Na prática, é muito difícil construir um eficiente chassi do tipo 'space frame'.

Como exemplos bem sucedidos deste tipo de construção, pode-se citar o Mercedes 300SLR, figura 3.3, Lamgorghini Countach, Jaguar Bird Cage e o Dominator.

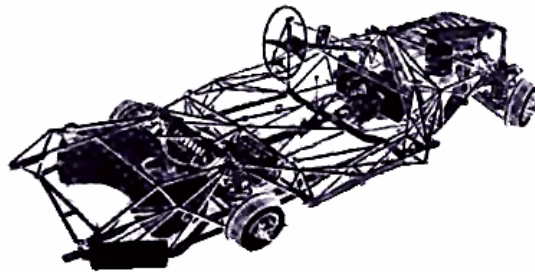


Figura 3.3: Estrutura do Mercedes 300SLR

Através da figura 3.3, percebe-se que a estrutura do Mercedes 300SLR era extremamente complexa de ser construída. Ela também se tornava um pesadelo para ser consertada após avaria.

3.1.3 Monocoque

Em veículos com estrutura monocoque, os painéis interiores são, geralmente, solicitados. Já a parte de fora possui uma casca em fibra de vidro e resina ou alumínio.

O Ford GT40 possuía chassi tipo monocoque. O painel principal era o mais pesado. Era construído em aço possuindo 11,5 mm de espessura e a grande maioria

dos outros painéis possuía menos de 1 mm espessura. A desvantagem dessa abordagem é a necessidade de reforços nos pontos de fixação da suspensão onde se concentram carregamentos de elevada intensidade. O resultado deste tipo de projeto é uma estrutura incrivelmente rígida, figura 3.4.

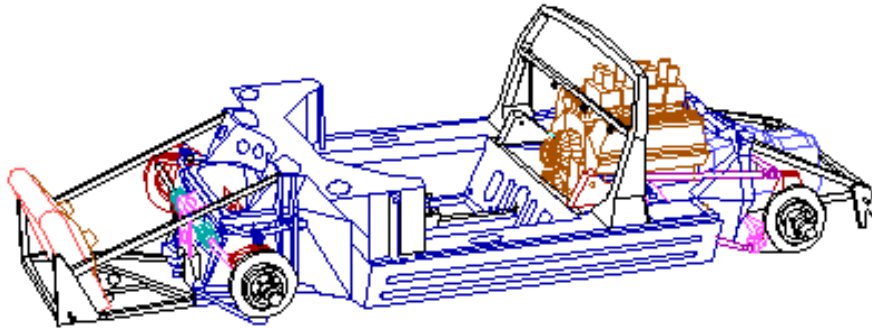


Figura 3.4: Estrutura tipo monocoque.

3.1.4 Chassis tipo "Ladder" ou escada

O chassis tipo "ladder", também chamado de "twin-rail", é tipicamente construído a partir de tubos retangulares, redondos ou em perfil aberto tipo C. É composto de membros longitudinais, chamados longarinas, e transversais, chamados travessas. Nesta abordagem, pode-se usar longarinas retas ou curvas, paralelas ou não, com duas ou mais travessas. Os suportes, geralmente, são prolongamentos das longarinas ou travessas. Os pontos de fixação da suspensão podem ou não estar integrados ao projeto.

Um exemplo bem sucedido deste tipo de construção é o Shelby 289 Cobra, figura 3.5, que usava como longarinas tubos de diâmetro igual a 76mm. Tratava-se de um projeto com estrutura bastante flexível e que trabalhava com feixes de molas posicionados transversalmente.

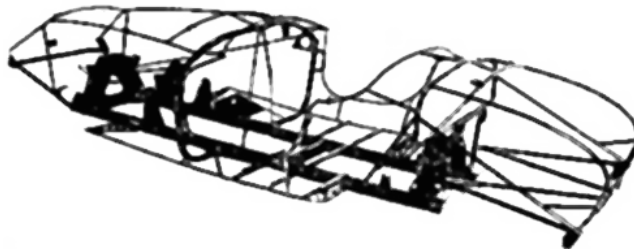


Figura 3.5: Chassis original do Shelby 289 Cobra.

3.1.5 - Material estrutural

A maioria dos entusiastas acredita que um chassi de alumínio é o caminho a ser seguido para um projeto mais leve. Isto não é necessariamente verdade, pois o alumínio é também mais flexível que o aço. Na verdade sua razão entre rigidez e peso é, praticamente, idêntica a do aço. Então, um chassi em alumínio deverá possuir, praticamente o mesmo peso que um de aço para que possua a mesma rigidez. Este fato pode ser verificado facilmente pesando-se rodas veiculares feitas em aço e em alumínio. Ao contrário da intuição, as duas possuem praticamente o mesmo peso apesar de uma ser feita em 'liga leve'.

O alumínio apresenta vantagens de construção apenas onde existe a necessidade de seções esbeltas onde pode ocorrer flambagem. Isto não é o caso dos perfis estruturais usados na construção de chassi automotivos.

Segundo Sousa (1990), a grande maioria dos veículos de passageiros usa quadro de chassi em aço de baixo teor de carbono. Este fato deve-se à realidade de que a rigidez das peças praticamente independe do tipo de aço das quais são feitas. O grande problema do projeto destes quadros é a rigidez, o problema da resistência fica em segundo plano. Em caminhões, esta situação é diferente pois devido ao elevado carregamento o fator resistência passa a ser predominante.

3.1.6 - Longarinas e travessas

O quadro de chassi tipo escada (ladder), é composto por duas longarinas e um determinado número de travessas. A quantidade de travessas é função da rigidez requerida pelo projeto e da necessidade de servirem como suportes para componentes como a caixa de câmbio, Souza (1990). Happian (2002) comenta que podem ser usadas seções abertas em "C" ou fechadas, sendo as fechadas mais apropriadas para carros de passageiros, pois oferecem maior rigidez.

Atualmente, a maioria dos projetos modernos utiliza longarinas construídas em perfis retangulares fechados. Este tipo de perfil passou a ser usado devido a vários fatores de ordem prática. Um destes fatores é que sob carregamento de flexão pura um tubo retangular de 100mm x 75mm é cerca de 37% mais rígido que um tubo redondo de mesma espessura de parede de 100mm de diâmetro (Chassis Design Logic web site, 2004). Soma-se a este fato a dificuldade para posicionar e fixar adequadamente suportes nas longarinas sendo estas redondas.

Segundo Souza (1990), as longarinas de perfil aberto, apesar de sua menor rigidez, apresentam grande vantagem quando da recuperação de uma estrutura avariada. Além disto o perfil aberto facilita a montagem de diversos acessórios comuns em veículos de carga (tanque de combustível, reservatório de ar comprimido, jumelos).

O chassi mostrado na figura 3.6, é moderno e usado em uma réplica de carro esportivo conversível. Produzido em pequena escala, neste chassi são usados como longarinas, tubos retangulares de dimensões 100x75 mm e 3mm de espessura.

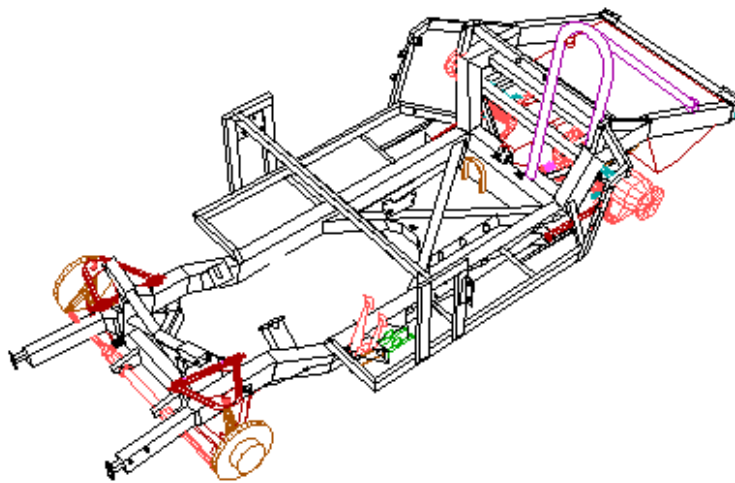


Figura 3.6: Chassis moderno de uma réplica.

A estrutura deste exemplo é composta de 4 travessas e um membro central em 'X' para aumentar a resistência à torção (Souza, 1990). Trata-se de um chassi mais pesado que a maioria dos projetos convencionais porém, segundo o fabricante, dentro de um compromisso aceitável. Nota-se pela figura 3.6 a preocupação em tridimensionalizar a estrutura para compensar a perda de rigidez torcional devido à falta do teto na carroceria.

Em veículos de uso misto, a redução do peso do chassi nem sempre é desejável. Nestes veículos, a massa não suspensa é geralmente elevada. O sistema de tração 4X4 e os sistemas de suspensão (eixos) reforçados elevam o valor da massa não suspensa. Dessa maneira, existe uma aproximação das frequências naturais das massas suspensa e não suspensa. O veículo fica, assim, desconfortável em função da transmissibilidade das vibrações verticais.

A fixação dos diversos membros do quadro de chassi pode ser feita através de processos como o aparafusamento, rebitamento a quente e soldagem. Estes

processos de fabricação, são escolhidos em função do compromisso entre custo, quantidade a ser produzida e tipo de utilização.

Em caminhões por exemplo são predominantemente usados os processos de rebiteamento e aparafusamento. As uniões por rebiteamento e aparafusamento das travessas nas abas das longarinas possuem uso limitado pois oferecem pouca rigidez nas juntas enquanto que as uniões soldadas oferecem maior rigidez. Portanto, o tipo de fixação usado para unir as travessas às longarinas é muito importante para definir a rigidez total do quadro (Souza, 1990).

Em uma produção de pequena e média escala opta-se pela soldagem das travessas às longarinas pois este é o processo mais econômico. Atualmente o acesso a processos de soldagem modernos do tipo MIG permite a construção de quadros de chassis com soldas cada vez mais seguras e adequadas à construção de estruturas veiculares, conforme verificou Costa (1998). Até mesmo as montadoras de veículos como a Troller optam pela construção de seus quadros de chassis pelo processo de soldagem ratificando o exposto acima.

A posição das travessas em relação as longarinas é fator de extrema importância no projeto do quadro de chassis (Souza, 1990). A configuração mais utilizada é do tipo escada onde todas as travessas são transversais às longarinas e paralelas entre si, como ilustra a figura 3.7.

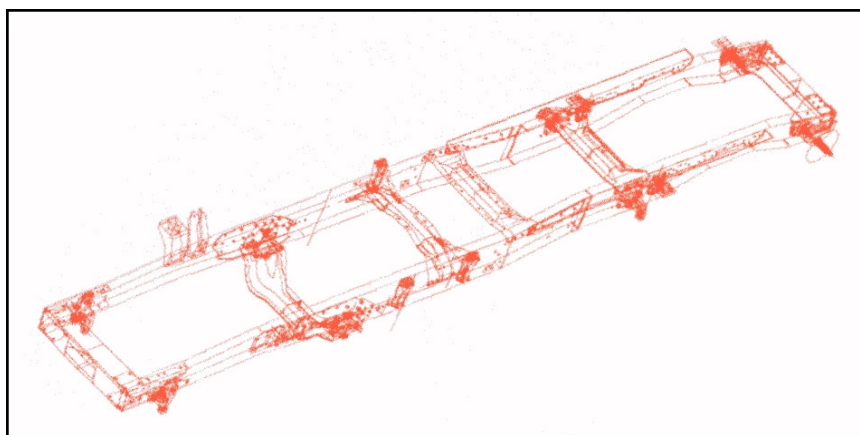


Figura 3.7: Exemplo típico de quadro de chassis tipo escada

Happian (2002) relata que o uso de travessas em “X” pode também ser considerado pois este tipo de componente atua simultaneamente como reforço longitudinal e pode substituir duas travessas convencionais. Sua principal

característica é a resistência à deformação do quadro e consequentemente o aumento da rigidez à torção do conjunto. Apesar de ser uma excelente opção de travamento estrutural, a travessa em “X” dificulta a utilização do espaço entre as longarinas e pode levar à obtenção de um veículo com centro de gravidade muito alto. Além disto, a colocação de travessas em “X” é extremamente difícil quando as longarinas apresentam perfil tubular redondo.

3.1.7 – Carroceria

As carrocerias usadas pelas estruturas veiculares descritas acima possuem diversas funções e devem apresentar também elevada rigidez estrutural. Segundo Souza (1990), em função da grande dimensão da seção transversal de uma carroceria, elas são responsáveis por 75% a 87% da rigidez total do veículo à torção.

Happian (2002) comenta que dentre as funções desempenhadas pela carroceria está a estética, definida por designers que devem se preocupar com a compatibilidade entre o estilo e os requisitos estruturais de engenharia. Além da estética, a carroceria deve também acomodar todos os componentes e sistemas veiculares e garantir conforto e proteção aos ocupantes, evitando ou minimizando a penetração do habitáculo em caso de acidente. Do ponto de vista da segurança, cada parte da carroceria é desenvolvida de acordo com uma função específica, conforme citado a seguir:

- Região de deformação controlada: Estas regiões começam nas extremidades do veículo e podem se estender até as fronteiras do habitáculo. Em caso de acidente, estas regiões desenvolvem deformação progressiva de forma a absorver grande parte da energia do impacto;
- Célula de sobrevivência: Geralmente esta célula envolve o habitáculo, evitando sua penetração e garantindo a integridade física dos ocupantes em caso de acidentes graves. Representa uma fronteira além da qual a deformação da estrutura representa elevado risco de ferimentos fatais;
- Interior complacente: Engloba todos os esforços dos projetistas para tornar o interior do veículo menos agressivo em caso de contato com o corpo dos ocupantes durante um acidente. Esta característica pode ser facilmente observada em uma rápida comparação entre veículos modernos e antigos. Nota-se nesta comparação que os carros modernos possuem painel de instrumentos revestido de plástico, ausência de controles salientes e metálicos, volante e coluna de direção deformáveis.

A aerodinâmica também é um requisito muito importante nos projetos modernos. Ela exerce influência direta e importante no desempenho, conforto e consumo de combustível do veículo.

Dentre os materiais usados na confecção de carrocerias destaca-se o aço laminado e conformado que dá origem aos painéis que serão posteriormente soldados. Existem também carrocerias em alumínio, estas são mais leves e resistentes à corrosão, porém são raras devido ao seu elevado custo. Outro material bastante eclético é a resina plástica reforçada com fibra de vidro. Esta permite a rápida confecção de carrocerias veiculares com relativo baixo custo de fabricação, o que viabiliza a produção em pequena escala.

3.1.8 – Estrutura frontal

Alguns veículos dotados de chassis tem uma estrutura frontal separada da carroceria. Sua principal função é proteger o conjunto propulsor ao mesmo tempo em que contribui para aumentar a rigidez global do veículo. Além disto, por ser a parte frontal do veículo a região com maior probabilidade de contato em caso de acidente, esta estrutura fica responsável por absorver grande parte da energia de uma colisão. Outra vantagem de uma estrutura frontal separada da carroceria é a maior facilidade para fazer a sua eventual substituição em caso de acidente (Souza, 1990).

3.2 – Estrutura monobloco

A estrutura monobloco é caracterizada pelo fato do chassis, carroceria e estrutura frontal estarem integrados em uma única peça soldada. Este tipo de estrutura foi utilizado primeiramente em carros pequenos e depois evoluiu para aplicação em praticamente todas as categorias de automóvel.

Do ponto de vista estrutural um monobloco tem que resistir aos mesmos esforços e atender aos mesmos requisitos que um veículo similar que possua quadro de chassis e carroceria. Em função disto e apesar da diferença filosófica entre as duas estruturas, é possível identificar em um monobloco regiões significativamente mais reforçadas que podem ser associadas a longarinas, travessas e colunas. Geralmente, o principal membro estrutural de um monobloco é sua lateral inferior.

Segundo Happian (2002), a estrutura monobloco é a preferida da indústria automobilística para veículos de passeio pois a sua utilização leva à redução dos custos de produção e do peso final do veículo.

3.3 - Considerações gerais sobre estruturas automotivas

3.3.1 - Distância entre eixos

Um dos indicadores do desenvolvimento tecnológico de um projeto automotivo é justamente a sua distância entre eixos, Souza (1990). Do ponto de vista do comportamento dinâmico, uma maior distância entre eixos é favorável, pois o veículo poderá possuir maior estabilidade longitudinal e comportamento em curva mais suave. Pode ainda possibilitar um maior conforto em função do aumento do espaço interno. Por tudo isso, os projetistas se empenham em obter maiores distâncias entre eixos, principalmente em veículos pequenos, urbanos e populares. Assim, tais veículos ficam dotados de um bom comportamento dinâmico e maior conforto.

A dificuldade em realizar esta tarefa reside no fato de que o veículo pode ser considerado como uma viga bi-apoiada na posição dos eixos. Nestas condições, a deflexão de sua estrutura varia com a quarta potência da distância entre os apoios. Sendo assim, para manter a rigidez estrutural em um patamar satisfatório ao mesmo tempo em que a distância entre eixos aumenta o projeto deve ser tecnologicamente mais desenvolvido. Na prática, nota-se em veículos modernos que a distância do centro das rodas até o pára-choques dianteiro e traseiro é menor do que a observada em veículos mais antigos.

3.3.2 – Estrutura para veículos conversíveis

O teto dos veículos contribui com uma parcela significativa da sua rigidez global, pois é ele que faz o fechamento espacial da estrutura. Considera-se de forma geral que a contribuição do teto é praticamente constante para qualquer categoria de veículo uma vez que as suas colunas de sustentação têm dimensões semelhantes visando reduzir os pontos cegos.

Nos veículos conversíveis baseados em modelos fechados, o fabricante tenta na medida do possível reforçar a estrutura para compensar a ausência do teto. Este

reforço geralmente é implementado no assoalho do veículo de forma a não interferir em sua estética.

O resultado obtido de uma modificação como esta é um veículo mais pesado que o original fechado, porém com uma menor rigidez estrutural em função da estrutura ficar reduzida ao plano do assoalho na seção das portas.

Em veículos concebidos originalmente para serem conversíveis este problema pode ser resolvido através da tridimensionalização da estrutura em locais estratégicos como o arco do para brisas, o túnel central, os estribos das portas e a previsão de barras anti capotamento. Um exemplo muito bem sucedido desta estratégia é o Mercedes-Benz SL mostrado na figura 3.8. Apesar de ser conversível, este veículo apresenta rigidez estrutural tão elevada que sua capacidade de sustentar aceleração lateral em curvas atinge 0,99 g.



Figura 3.8: Mercedes-Benz SL.

3.3.3 – Comentários sobre rigidez estrutural

Conforme comentado anteriormente, a rigidez da estrutura de um veículo afeta significativamente suas características de manobrabilidade e dirigibilidade, sendo portanto um importante parâmetro a ser estabelecido, Happian (2002), Thompson (1998) e Souza (1990).

Em se tratando da rigidez de uma estrutura veicular deve-se ter em mente como principal preocupação os deslocamentos e deformações e não o nível de tensões. Kimbal (1999) revela algumas considerações que são importantes para o projeto de estruturas veiculares.

Segundo seu artigo, os problemas enfrentados pelos engenheiros raramente incluem projetos que submetem os materiais ao seu limite de escoamento (com exceção dos projetos aeroespaciais). Ao invés disto, a verdadeira necessidade que guia os projetos é que a rigidez das estruturas, quando carregadas, seja suficiente para evitar torção ou flexão excessivas.

Para os analistas de estruturas, as duas propriedades mais importantes que se relacionam com a rigidez são o módulo de Young e o momento de inércia de área, também conhecidos como rigidez do material e rigidez geométrica respectivamente.

A rigidez do material é a deflexão de uma amostra sob uma determinada carga por unidade de área. Por exemplo, devido ao fato do aço ser mais rígido do que a borracha, um objeto de borracha sofre maior deflexão do que um outro objeto de aço de mesma geometria submetido à mesma carga. Apesar de uma escada poder ser projetada sem se exceder o limite de escoamento da borracha, subir nesta seria quase impossível devido às deflexões. O projeto estaria aceitável do ponto de vista de tensões e fadiga, mas seria inaceitável na perspectiva da rigidez.

Nestes casos a rigidez geométrica entra em cena pois diferentes geometrias se deformam também de maneira diferente sob carregamentos similares. Um tubo de aço sofre menor deflexão do que uma barra de aço maciça de mesma área de seção submetida a mesma carga. Isto ocorre porque o momento de inércia de área, ou a rigidez geométrica, de um tubo é maior do que o de uma barra maciça de mesma área de seção.

A tensão máxima em uma barra é calculada a partir da equação 3.1:

$$\sigma = Mc/I \quad (3.1)$$

onde M é o momento, c a distância da linha neutra até a fibra externa e I o momento de inércia de área.

O raio de curvatura durante a flexão da mesma barra é dado pela equação 3.2:

$$K = \sigma/E \quad (3.2)$$

Onde E é o módulo de Young. Estas duas equações podem ser combinadas dando origem à equação 3.3:

$$K = M/EI \quad (3.3)$$

Timoshenko se refere ao produto EI como rigidez à flexão. O conceito de rigidez à flexão permite que os engenheiros examinem suas estruturas do ponto de vista das deflexões e percebam que esta depende do material e do momento de

inércia ou rigidez geométrica. Estes valores podem ser obtidos através da colocação de uma carga sobre a estrutura e medindo-se seu deslocamento. A rigidez à flexão é portanto, uma propriedade estática.

A solução para problemas deste tipo pode ser obtida ao se analisar a rigidez geométrica de cada projeto. A maioria dos programas de CAD 3D ou modeladores sólidos possui ferramentas para se calcular este valor. Basicamente, quanto mais rígida a seção, menor a deflexão.

Nos problemas onde a rigidez à flexão deveria ser examinada os projetistas insistem porém, em se preocupar com as tensões. Existe uma estória sobre este tema que sempre é contada. Trata-se de um famoso fabricante de motocicletas que ganhou dois campeonatos mundiais consecutivos. Esta empresa gastou quantidades não reveladas de recursos na construção de um chassi “de última geração” construído em titânio e partiu para tentar a vitória do terceiro campeonato mundial. Uma relação resistência/peso elevada era o caminho seguido pelos projetistas e, o chassi em titânio era realmente capaz de oferecer uma melhor relação peso/potência.

Os engenheiros realizaram cálculos de tensão em cada uma das juntas, mas quando a motocicleta foi construída e posta na pista para testes, não completou uma única corrida em potência máxima. Os projetistas construíram o chassi nas mesmas dimensões que a estrutura anterior feita em aço, porém nenhum deles se importou com a diferença entre os módulos de Young entre os dois materiais. O titânio possui um módulo de Young cujo valor é cerca da metade do aço. A estrutura em titânio ficou significativamente mais leve, e o limite de escoamento era tão elevado quanto ao do aço, portanto não restavam dúvidas quanto a falha de material sob carga. O problema foi que a motocicleta não era rígida o suficiente.

Diante deste problema, os projetistas tiveram que aumentar o diâmetro dos tubos usados no quadro para que os momentos de inércia se elevassem compensando a menor rigidez do material. Ao se observar uma bicicleta com quadro em alumínio, por exemplo, pode-se notar que os tubos possuem maior diâmetro do que as bicicletas com quadros em aço. Isto compensa o menor módulo de Young do alumínio em relação ao aço.

O quadro de chassi deve, portanto, ser analisado estruturalmente antes de sua construção evitando assim um problema extremo como citado acima.

3.3.4 – Conceito de plataforma

O conceito de plataforma representa uma estratégia da indústria automobilística para reduzir seus custos de produção e manter no mercado uma maior

variedade de modelos de veículos, Happian (2002). Ela consiste basicamente em compartilhar entre vários modelos de veículos (que podem ser inclusive de diferentes fabricantes) os componentes que não são visíveis ao usuário e não fazem parte da estética do veículo.

Exemplos de componentes compartilhados podem ir desde máquinas de acionamento de vidros até conjuntos propulsores completos. Ao contrário do que se poderia imaginar, o conceito de plataforma não faz com que os veículos fiquem mais parecidos, ele sim permite que uma maior quantidade de modelos diferentes seja produzida em função da economia de escala obtida pela produção racional de componentes compartilhados.

Como exemplo de veículos produzidos no Brasil dentro do conceito de plataforma pode-se citar a linha Golf e Audi A3 da Volkswagen. Cabe comentar que no exterior esta mesma plataforma é também compartilhada pelo New Beetle.

CAPÍTULO 4

ENGENHARIA, MODELAGEM E O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O propósito deste capítulo é fornecer informações sobre o método dos elementos finitos e comentar alguns aspectos sobre como modelar e analisar uma estrutura ou peça automotiva através deste tipo de abordagem. Ao longo do capítulo, serão mostradas algumas características de modelos que utilizam elementos do tipo barra, casca e sólidos. São feitas considerações sobre geometria, geração automática da malha (processo de discretização em elementos finitos), propriedades e condições de contorno. Além disso, será apresentada uma sugestão de metodologia mostrando um caminho a ser seguido durante o processo de modelagem em Elementos Finitos.

4.1 - Introdução

Com o avanço da tecnologia computacional, problemas físicos cada vez mais complexos puderam ser simulados em computadores através de métodos de análise numérica. Dentre aqueles usados em engenharia, destaca-se o MEF - Método dos Elementos Finitos. Trata-se de um método robusto para a solução de problemas com condições de contorno e não linearidades e cujas primeiras citações remontam ao final do século 19 e início do século 20 nas publicações de Müller-Breslau (1886), Ritz (1908) e Courant (1943).

Segundo Adams (1999), o MEF - Método dos Elementos Finitos idealiza o problema contínuo através de elementos discretos e finitos, cuja forma e tamanho não precisam necessariamente ser iguais. Isto permite uma representação conveniente de qualquer configuração geométrica com condições de contorno complexas ou não. As peças ou estruturas são divididas em pequenas partes, os chamados Elementos Finitos, conforme ilustra a figura 4.1. Geralmente, mas nem sempre, se o número de elementos aumenta, então a solução caminha para a exata.

Uma das vantagens do MEF é que ele permite visualizar, de maneira completa, as características de campo das propriedades analisadas. Isto é possível em função da discretização da geometria sobre todo o domínio de interesse.

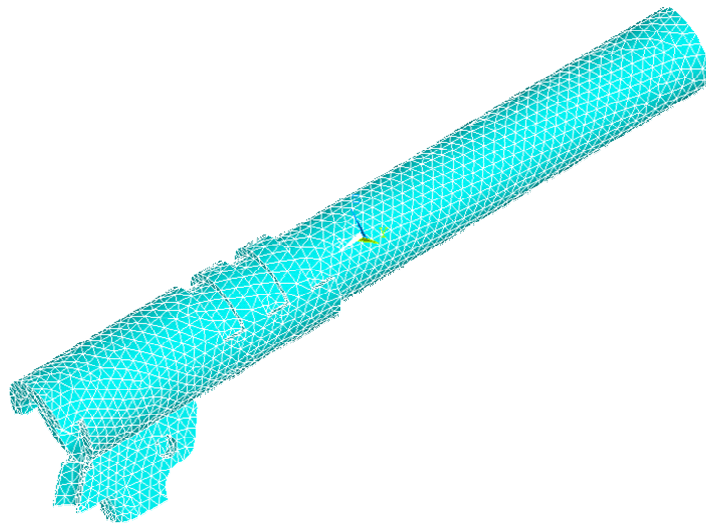


Figura 4.1: Peça discretizada em 15.187 elementos finitos.

A rigidez de cada elemento é descrita através de uma matriz chamada de matriz elementar e todas as matrizes elementares são montadas em uma única matriz global. Juntamente com as condições de contorno, cria-se um sistema de equações que descreve o problema físico.

O sucesso do MEF está ligado à maneira com que este é utilizado e às expectativas de quem o utiliza. Segundo Adams (1999), todos os usuários desta poderosa ferramenta de análise devem ter em mente as capacidades e limitações do método para que as expectativas sejam criadas de maneira correta. Além disso, ao se usar esta tecnologia deve-se abordar os problemas de maneira metódica.

4.2 – Engenharia e MEF

Segundo Happian (2002), o momento ideal para iniciar uma análise por MEF de um sistema ou componente é durante o seu projeto. Deve-se fazer com que os resultados da análise levem em consideração a escolha dos materiais, das propriedades, da espessura de parede, ou seja, realizar engenharia proativa.

Se a análise puder ser feita durante a fase de concepção do projeto, recomenda-se iniciar por uma geometria simplificada. Segundo Adams (1999), os problemas complexos com soluções complicadas podem ser melhor abordados dessa maneira. Na medida em que o comportamento da estrutura ou peça for sendo definido e compreendido, refina-se a geometria e, portanto, a análise de maneira gradativa.

O tipo de resposta a ser fornecida pelo modelo é geralmente intuitiva e óbvia. Por exemplo, se resistência for o objetivo, realiza-se uma análise visando tensão e deformação. Se arrefecimento for o desejável, escolhe-se uma análise térmica. Porém, será a tensão localizada em uma determinada área a única preocupação? Ou ainda, os efeitos de convecção natural ou radiação terão impacto significativo nos resultados? Tais perguntas levam à escolha das ferramentas adequadas e ditam o nível de detalhamento no uso do MEF.

Ao utilizar o MEF, deve-se ter em mente quais entradas serão necessárias ao sistema e quais os níveis de incerteza estas acrescentarão na análise. Um parâmetro relativo à propriedade do material ou geometria raramente é consistente para todos os componentes fabricados, de forma que o carregamento medido durante um teste pode ser muito diferente da solicitação real da peça ou estrutura analisada. Enfim, a habilidade do engenheiro é fundamental durante as fases de modelagem e análise de resultados.

O processo de discretização do modelo em elementos finitos é chamado de geração automática da malha. Segundo Adams (1999), há, geralmente, uma tendência em se pensar que a batalha está ganha quando a geometria foi gerada, ou discretizada. O oposto desta afirmação seria o mais correto a ser dito. Com a eficiência da geração automática da malha, existente em alguns programas comerciais de MEF, criar uma malha a partir de uma geometria importada de um programa de CAD ou Modelador Sólido talvez seja a tarefa mais simples de todo o processo. Garantir que o modelo final represente o comportamento da estrutura real é que representa o maior problema a ser resolvido.

Nenhum programa comercial de MEF é insensível a elementos com geometria ruim. O elemento de geometria ruim afetará a precisão em torno de si e provavelmente o resultado final da análise. Desta forma, o engenheiro deve verificar a qualidade da malha recém criada e verificar a necessidade de fazer o seu refinamento para, por exemplo, garantir transições graduais.

A escolha do tipo de elemento para a análise é igualmente importante uma vez que os elementos já tenham uma boa geometria. Vale lembrar que a criação da malha é apenas uma das partes do problema. A precisão da análise é também fortemente influenciada pelas condições de contorno, propriedades dos materiais e veracidade da geometria do modelo em relação à peça ou estrutura real.

Segundo Adams (1999), relata que uma boa malha pode ser obtida com paciência na maioria dos pré-processadores comerciais. Condições de contorno bem definidas e propriedades de materiais representativas nem sempre podem ser

automatizadas. A experiência, intuição e sentimento do engenheiro devem direcionar as suposições necessárias à construção do modelo em elementos finitos.

Dependendo da situação, um programa de análise por MEF pode, na verdade, aumentar a quantidade de testes em um projeto durante os seus estágios iniciais de desenvolvimento. Isto acontece, devido à necessidade de se adquirir confiança nos resultados obtidos desde as etapas iniciais. Afirmar que todas as respostas fornecidas por um programa de elementos finitos representam a realidade é, no mínimo, muito arriscado.

Segundo Thompson (1998), o modelo em elementos Finitos deve ser correlacionado com um protótipo para que seja validado. Após a validação, os resultados confiáveis da análise podem ser escolhidos e dessa maneira algum ou outro teste pode ser eliminado ou repetido durante o desenvolvimento. Além disso, após a análise, mais se conhecerá sobre a peça ou estrutura. Isto poderá levantar detalhes ou problemas que não foram previstos, aumentando o número de testes necessários.

Resultados fornecidos pelo modelo em MEF podem sugerir, por exemplo, posição e orientação para extensômetros e acelerômetros. Testes podem fornecer informação importante a respeito das condições de contorno. Mas na medida em que a confiança na simulação cresce, fundamentada na validação de resultados entre protótipos e modelos analíticos, a necessidade de ensaios experimentais diminui. Os testes tornam-se mais eficientes devido a existência de dados confiáveis fornecidos pelo modelo de Elementos Finitos, Adams (1999).

4.3 – Habilidades e limitações do Método dos Elementos Finitos

De acordo com Adams (1999), como ferramenta de engenharia, o potencial do Método dos Elementos Finitos fica limitado apenas pelo tempo e criatividade do usuário. Vale ressaltar que o MEF é uma aproximação. Não importando qual análise seja feita, a precisão dos resultados é sempre vítima da qualidade de tudo o que foi considerado durante a construção do modelo.

Existem muitas razões para uma análise divergir de um teste em campo ou de um protótipo. Cada variável ou fragmento de informação que alimenta o modelo é uma suposição e provável fonte de erro.

Nas propriedades do aço é fácil encontrar uma variância no módulo de Young de 13.8 %, Adams (1999). Peças produzidas através de processos de manufatura com

menor controle de qualidade podem possuir módulos que variem o dobro desta porcentagem. Peças injetadas ou moldadas têm sua rigidez variável devido ao resfriamento, qualidade da fôrma, direção do fluxo, temperatura de operação, ou qualquer outra não-linearidade que altere o nível de tensão. Peças fundidas podem possuir porosidades e problemas de não homogeneidade. Peças estampadas apresentam variações na rigidez devido à conformação a frio e tratamento superficial.

A geometria é outra fonte de variação em praticamente todas as análises. Mesmo uma simples barra retangular como mostrado na figura 4.2 apresenta normalmente tolerâncias. Ou seja, sua altura e largura variam alguns décimos de milímetro devido ao processo de fabricação.

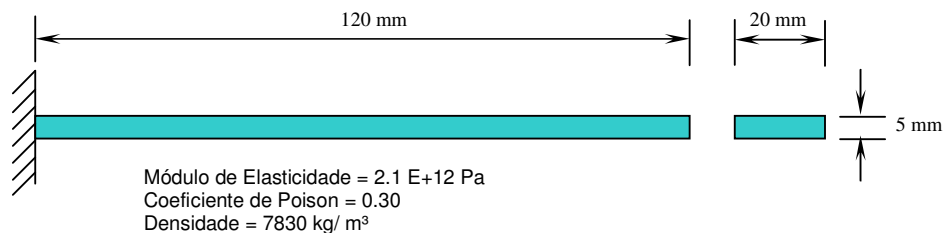


Figura 4.2: Geometria simples de uma barra retangular.

Se uma peça real complexa for considerada, como a da figura 4.3, o número de dimensões necessárias pode passar das centenas e até mesmo de milhares, cada uma delas com uma tolerância. Mesmo que a geometria seja importada de um modelador sólido ou CAD, a peça real possuirá tolerâncias de fabricação, de forma que pequenas diferenças na geometria são impossíveis de ser evitadas.

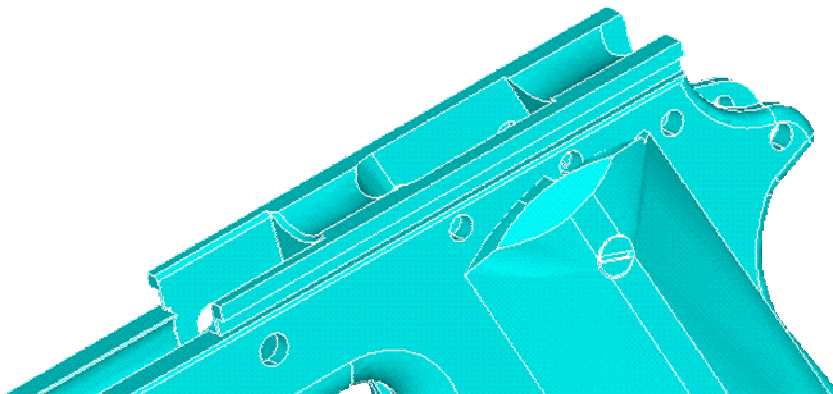


Figura 4.3: Exemplo de peça com geometria complexa.

Além disto, os modelos em MEF representam uma idealização da estrutura ou da peça real, de forma que arredondamentos, chanfros, e outras construções pequenas podem chegar a ser negligenciadas em alguns modelos (Adams, 1999).

Seções transversais complicadas podem ser representadas matematicamente por um elemento de barra, com o adequado momento de inércia de área, ou a espessura de uma peça, com parede fina por um elemento tipo casca (shell). O uso de simplificações e idealizações sempre presentes na modelagem, aumenta ainda mais a distância entre a geometria real e a do modelo.

Enfim, os efeitos devido a diferenças geométricas podem ser pequenos, mas significantes. Mínimas variações na topologia ou rugosidade podem alterar, significativamente, as leituras de extensômetros no protótipo de maneira a colocar os resultados do MEF em dúvida.

A identificação de todas estas incertezas citadas, o entendimento do impacto de cada uma delas nos resultados e a tomada de decisões de engenharia baseada nestes parâmetros tornam o MEF uma ferramenta ágil, flexível e capaz de fornecer resultados precisos.

4.4 - Como o Método dos Elementos Finitos trabalha

O correto entendimento de como o método trabalha internamente faz com que modelos mais exatos sejam criados e que as hipóteses consideradas não levem a significativa perda de precisão. Na figura 4.4, tem-se um sistema de duas molas em equilíbrio que será desenvolvido como exemplo ilustrativo.

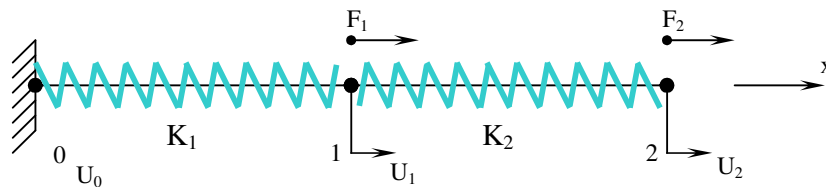


Figura 4.4: Representação de um sistema de 2 molas helicoidais

Neste sistema, cada mola é representada pelos dois pontos que definem suas extremidades e pela sua constante de rigidez K . Neste sistema, cada mola possui sua própria rigidez K_1 e K_2 . No modelo em questão, o movimento das molas se dá na

direção chamada x e está restrito a esta direção. A mudança do estado não deformado (posição de equilíbrio) é definida pela variável U_i . Portanto, a posição de cada uma das extremidades, em relação ao estado inicial serão: U_0 , U_1 e U_2 respectivamente. O Sistema está fixo no ponto mais a esquerda, ponto 0, ou seja $U_0=0$ para qualquer instante de tempo.

As forças que atuam no sistema são mostradas na figura 4.4, atuando em cada extremidade das molas e recebendo o nome de F_1 e F_2 .

Considerando uma relação linear entre a força e a deformação das molas tem-se a equação 4.1, onde

$$F = K x \quad (4.1)$$

x representa a mudança no comprimento da mola a partir do estado de equilíbrio mostrado na figura 4.4. Utilizando os parâmetros definidos acima e considerando o sistema em equilíbrio as equações de cada ponto ficam:

$$F_1 - U_1 K_1 + (U_2 - U_1)K_2 = 0 \quad (4.2)$$

$$F_2 - (U_2 - U_1)K_2 = 0 \quad (4.3)$$

Isolando F_1 e F_2 tem-se as equações (4.4) e (4.5).

$$F_1 = (K_1 + K_2) U_1 + (-K_2)U_2 \quad (4.4)$$

$$F_2 = (-K_2) U_1 + K_2 U_2 \quad (4.5)$$

Escrevendo na matricial, tem-se a equação (4.6).

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & +K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (4.6)$$

Se a rigidez das molas (K_1 e K_2) e as excitações (F_1 e F_2) forem definidas, o modelo pode ser resolvido e sua forma deformada (U_1 e U_2) determinada.

Apesar de bastante simples, este exemplo pode ilustrar a terminologia do MEF.

Matriz de rigidez [K]: Esta matriz é bastante simples para o exemplo dado, mas pode se tornar muito complexa em problemas reais de engenharia, à medida que os

elementos unidimensionais se tornam bi ou tri-dimensionais. A matriz de rigidez do exemplo é mostrada na equação (4.7).

$$K = \begin{bmatrix} K_1+K_2 & -K_2 \\ -K_2 & +K_2 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Graus de Liberdade: É o termo usado para classificar a habilidade do nó em se movimentar e transmitir carga ou força. Neste modelo, a única variável de interesse é o deslocamento. Três pontos ou nós deste exemplo possuem cada um a habilidade de se deslocar em uma direção. Ou seja, cada um deles possui um grau de liberdade: U_0 , U_1 e U_2 . Ao se considerar o nó mais à esquerda fixo, este grau de liberdade foi removido do modelo. O número de graus de liberdade define o número de equações a serem estabelecidas e é uma boa indicação do tamanho e complexidade do modelo.

Condições de Contorno: As condições de contorno permitem que o modelo seja resolvido. Para este modelo as condições de contorno são as restrições, ou $U_0=0$ e as forças de excitação F_1 e F_2 . Ao invés de terem sido especificadas as forças F_i , poderiam ter sido fornecidos os deslocamentos U_i , por exemplo.

Malha: A malha neste exemplo é composta por dois pontos (nós) por mola (elemento) e a conexão entre eles é definida pela propriedade rigidez.

Segundo Adams (1999), no MEF o processo de se reduzir o erro local fazendo uso de elementos cada vez menores, ou fazendo uso de elementos que consigam melhor aproximar formas mais complexas ponto a ponto, é chamado de convergência.

A convergência é melhor atingida refinando-se a malha em áreas localizadas, onde existem mudanças bruscas de curvatura como mostra a figura 4.5, ou refinando-se todo o modelo.

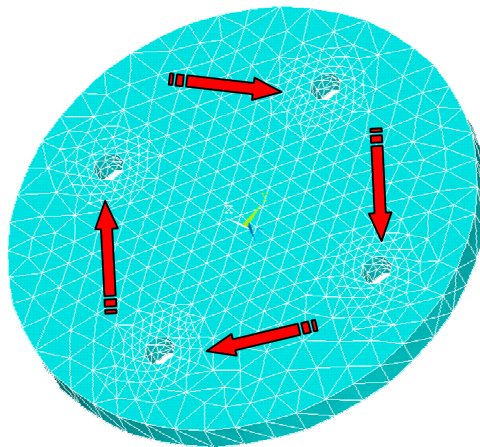


Figura 4.5: Modelo em elementos finitos com refinamento localizado.

Função de forma: No exemplo apresentado, o comportamento resultante do sistema pôde ser calculado em função da consideração de que cada mola desloca-se em apenas uma direção. A representação matemática do comportamento do elemento é chamada de função de forma. Neste modelo a função de forma é trivial. Porém, para elementos bi ou tridimensionais, ela se torna cada vez mais complicada.

4.5 - Considerações sobre modelos em elementos finitos

4.5.1 - Modelos com elementos do tipo barra

O elemento mais simples é o do tipo barra. Modelos construídos a partir de elementos de barra podem ser lembrados como aqueles que fornecem informação generalizada do comportamento do sistema. Do modelo de barras, podem ser obtidos resultados de forças de reação, momentos e deflexões que podem ser posteriormente usados como entradas em modelos mais detalhados e complexos.

Colocar elementos do tipo barra em um modelo é simples. A melhor maneira é preparar o desenho em CAD, com as linhas do desenho passando pela linha neutra de todas as barras. Alguns pré-processadores possuem ferramentas para definir um dado número de barras entre dois pontos ou nós da geometria.

Os elementos do tipo barra podem ser classificados em dois conjuntos. Os que são capazes de transmitir momentos e os não capazes de transmitir este tipo de esforço, Adams (1999). O segundo tipo, mostrado na figura 4.6, pode ser considerado como uma simplificação do primeiro tipo. Eles podem ser considerados como longas barras com juntas esféricas nas extremidades. Pelo fato de não flexionar (seria necessário um momento para gerar flexão) transmitirá cargas axiais apenas, e pode ser definido simplesmente pelo material e área da seção transversal. Na maioria das aplicações este elemento se comporta como uma mola, podendo levar em consideração propriedades não lineares ou dependentes de temperatura.

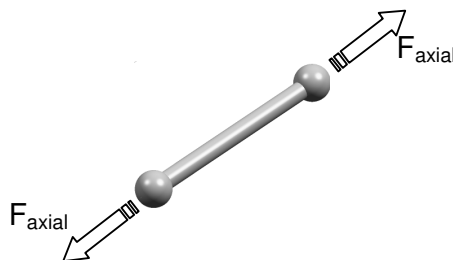


Figura 4.6: Exemplo de elemento tipo barra.

Quanto maior for a dominância da flexão no modelo, maior deverá ser o número de barras para capturar corretamente este comportamento. Uma regra geral

que aparece em referências ao MEF é que o comprimento de um elemento de barra deve ser dez vezes maior que o tamanho de sua máxima seção transversal.

Uma maneira intuitiva para determinar a aplicabilidade dos elementos de barra em um modelo é observar se a sua representação bidimensional ou tridimensional através de linhas representa a geometria global do sistema de maneira adequada. Um fato que pode desqualificar um sistema para ser modelado em barras é o interesse localizado no comportamento de uma junta ou parte do elemento.

Elementos de barra que conseguem transmitir momento são definidos pela posição das extremidades, material, seção transversal, um vetor de orientação, os momentos de inércia de área e pela rigidez torcional. Uma das limitações deste tipo de elemento é que a seção transversal especificada permanece plana e perpendicular ao eixo do elemento durante toda a solução, Adams (1999).

Alguns pré-processadores possuem ferramentas para calcular as propriedades da seção transversal do elemento a partir de bibliotecas de perfis comerciais ou então fazer o cálculo das propriedades a partir de um rascunho da seção. De qualquer maneira, durante a solução, o programa de elementos finitos reconhecerá apenas inércia, área e rigidez torcional. Conseqüentemente se estas propriedades são iguais, para um perfil em “I” e para um perfil circular eles flexionarão da mesma maneira.

Elementos de barra submetidos à torção requerem também a especificação de uma constante de rigidez torcional. Para seções circulares, a constante torcional se iguala ao momento polar de inércia J .

Conforme ilustra a figura 4.7, além da posição geométrica e das propriedades da seção transversal, a orientação angular da seção deve ser especificada. Um mesmo perfil pode suportar cargas diferentes quando em diferentes orientações.

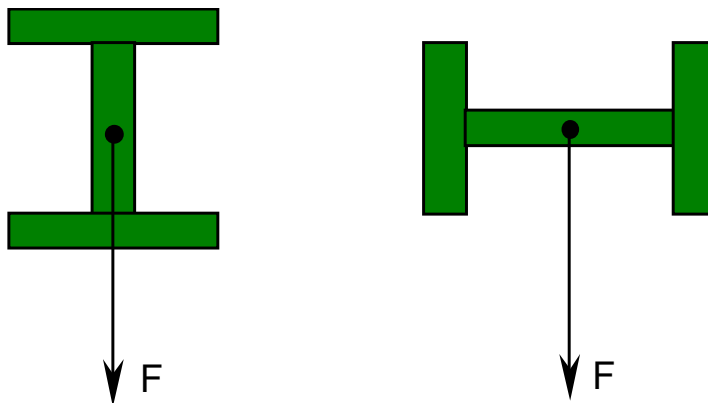


Figura 4.7: Exemplo de diferentes orientações da seção transversal de uma barra.

4.5.2 - Modelos com elementos tipo casca

O termo casca refere-se a elementos planos quadriláteros ou triangulares que são usados para representar estruturas de parede fina. De acordo com Adams (1999), uma malha construída com quadriláteros é, geralmente, mais precisa do que uma construída com triângulos.

Elementos tipo casca de primeira ordem normalmente são planares e perdem precisão se a definição inicial se afasta da planar. Esta é uma preocupação apenas para elementos com forma quadrilateral, pois um triângulo é sempre planar. Elementos de ordem superior do tipo casca podem fornecer resultados precisos mesmo com uma geometria inicial curva.

A maioria dos elementos de primeira ordem é capaz de calcular apenas um resultado em todo o elemento. Esta limitação pode fazer com que a determinação de gradientes elevados seja difícil. Eles fornecem resultados adequados quando usados em superfícies planas ou gentilmente curvas, com mínima variação da propriedade calculada ao longo da extensão do modelo.

Elementos tipo casca possuem orientação similar a dos elementos tipo barra, ou seja, os eixos de coordenadas x e y são orientados no plano do elemento e o eixo z normal a ele, como ilustra a figura 4.8.

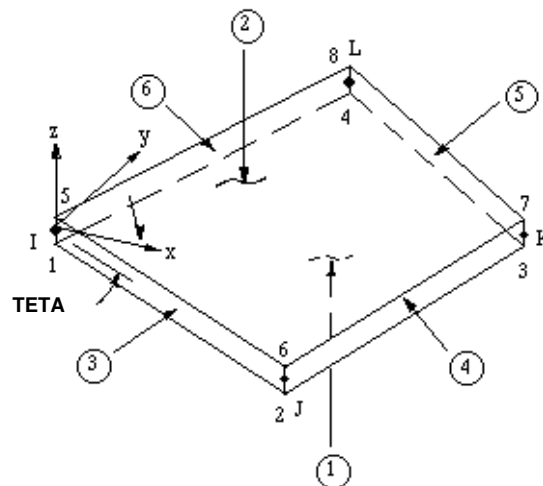


Figura 4.8: Elemento tipo casca.

A principal indicação para usar elementos tipo casca na definição de um modelo é quando a espessura da peça ou estrutura é pequena, se comparada com o seu tamanho total ou a sua área.

4.5.3 - Modelos sólidos

Se a peça ou sistema não puder ser modelado com aproximações planares ou como um modelo de barras, este deve ser modelado como um sólido, Adams (1999). Neste tipo de situação encaixam-se objetos volumosos e de baixo perfil, como por exemplo, a forma de uma “batata”. Ao se construir modelos sólidos deve-se ter em mente que seus elementos podem ser combinados a outros tipos de elementos para permitir condições de contorno mais complexas.

A geometria real pode ser modelada incluindo soldas, chanfros, saliências, arredondamentos e transições. Contudo, trata-se do tipo de modelo que mais requer tempo computacional. Deve ser lembrado ainda que, a alteração na geometria requer a construção de um modelo inteiramente novo.

4.6 - Considerações a serem feitas na criação do modelo em Elementos Finitos

Ao construir um modelo em elementos finitos, algumas considerações devem ser feitas, não importando o tipo de análise: estrutural, eletromagnética, dinâmica. Deve-se atentar para: geometria, malha, propriedades e condições de contorno.

4.6.1 – Geometria

Na verdade, a geometria serve como um molde para a construção da malha. Atualmente é possível importar geometrias prontas de programas de CAD, ou modeladores sólidos. O programa de elementos finitos porém, somente trabalha com os nós e a conexão entre estes, que são os elementos. Quanto menor o tamanho do elemento, ou quanto mais elevada for a sua ordem, melhor a malha representará a geometria em que foi baseada.

Uma geometria limpa facilita a construção da malha. Entende-se por geometria limpa aquela onde não existem vazios internos, onde chanfros, arredondamentos, roscas e detalhes são construídos por último, e o mais importante, onde estes detalhes não são usados como referência na construção, Adams (1999).

A geometria pode e deve ser simplificada eliminando-se as seguintes estruturas:

- arredondamentos e quinas externas;
- pequenos chanfros internos fora das áreas de interesse;
- pequenos furos e protusões fora da área de interesse;
- roscas de parafusos, a não ser que sejam motivo de estudo;
- detalhes ilustrativos ou de identificação. A não ser que se procure analisar a influencia destes como concentradores de tensão;

- grandes seções de geometria que se encontram desacopladas do comportamento de interesse ou não contribuem com sua massa. Recomenda-se algumas simulações para determinar a existência de tais áreas.

Planejar uma geometria para a análise por elementos finitos requer tempo. Porém, um tempo muito maior é economizado no decorrer da análise. Ao se trabalhar com uma geometria já pronta deve-se adequá-la para a análise.

Se a simetria existe, esta deve ser usada. Um modelo simétrico em elementos finitos é processado mais rápido e pode resultar em uma análise mais precisa. Se a geometria ainda não foi criada, pode-se realizar o planejamento para a sua construção de maneira a facilitar o trabalho durante a criação do modelo em elementos finitos. A prática da boa modelagem sugere as seguintes regras:

- a. a construção de chanfros e arredondamentos representa a última etapa da construção;
- b. chanfros ou arredondamentos não devem ser usados como referência para outras construções;
- c. construções indesejáveis ou incorretas devem ser adequadamente excluídas. Um exemplo seria um furo tapado com um cilindro ao invés de ser apagado. Estas construções enterradas podem gerar volumes ou vazios indesejáveis e alterar completamente a análise como ilustra o exemplo da figura 4.8.

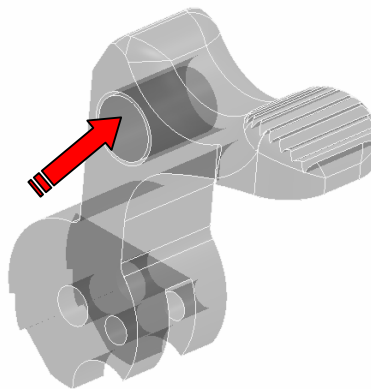


Figura 4.8: Geometria com furo encoberto por protusão.

Se a divisão de uma peça em duas, através de um plano, for a maneira mais rápida para se chegar a uma geometria simétrica, é melhor descartar a porção não simétrica para que esta não seja acidentalmente utilizada.

A escolha das construções ou acabamentos a serem removidos para simplificar a geometria requer julgamento baseado na engenharia. Não é uma boa

prática assumir que pequenos chanfros, ou arredondamentos, possam ser sempre suprimidos. Análises de tensão podem apresentar grandes diferenças devido à falta de detalhes que podem levar a concentrações de tensões no modelo. A figura 4.9 ilustra de forma clara este detalhe.

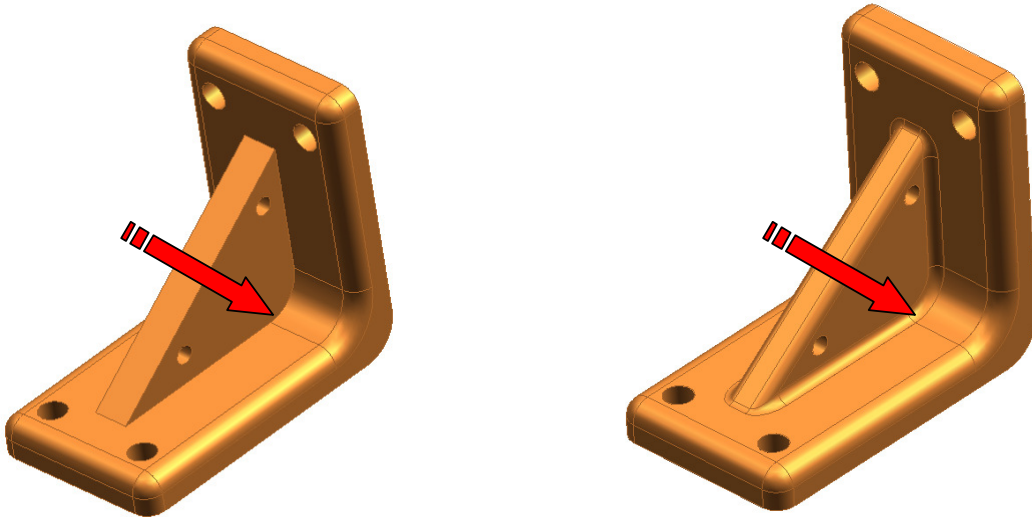


Figura 4.9: Geometria sem arredondamento (esquerda) e com arredondamento (direita).

Tipicamente, as análises de deslocamento e análise modal requerem menor quantidade de detalhes do que as análises de tensão e deformação. Isto ocorre porque fenômenos locais têm pouco efeito no comportamento global da peça ou estrutura. Essencialmente os objetivos do projeto guiarão o nível de detalhe geométrico necessário no modelo, Adams (1999).

Atualmente, as ferramentas de CAD e os modeladores sólidos tornam a construção de geometrias complexas uma tarefa relativamente simples. Deve-se, porém, ter em mente que os programas de elementos finitos não enxergam a geometria em si, mas a malha criada sobre esta. Portanto, extremo cuidado deve ser direcionado à construção da malha.

4.6.2 – Malha

A geração da malha é considerada a parte mais cansativa do processo de modelagem por elementos finitos, sendo por isto, alvo para a automação nos programas comerciais.

A malha é a maneira de se comunicar com o programa de MEF. A precisão da solução depende primariamente da qualidade da malha. E esta qualidade é melhor

definida pela convergência do problema. Os deslocamentos globais devem convergir para um valor estável e os outros resultados devem convergir localmente.

Uma outra medida mais subjetiva é a aparência da malha, a sua capacidade de representar visualmente a geometria da peça, como ilustra a figura 4.10. Uma malha com boa aparência não é necessariamente a melhor malha, mas uma malha com má aparência quase sempre indica um problema. Uma malha com boa aparência possui elementos regulares, com boa forma. As transições entre seções devem ser suaves e graduais sem elementos distorcidos ou parecendo escamas.

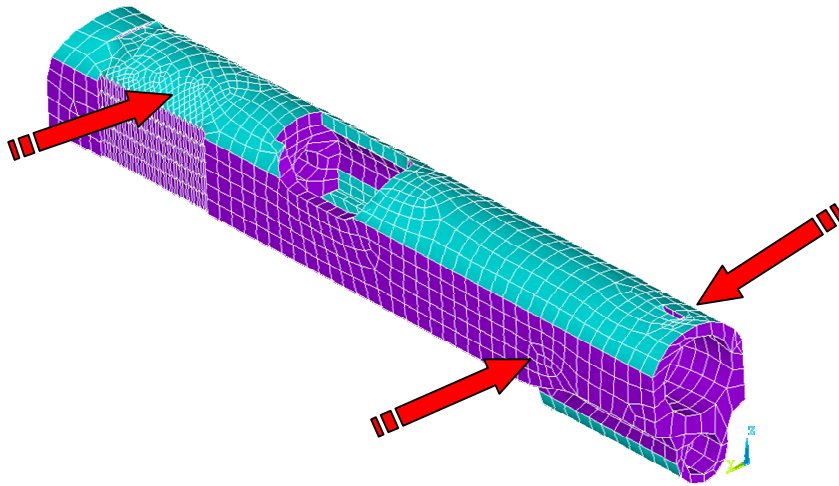


Figura 4.10: Modelo com malha de aparência ruim e com elementos distorcidos.

A forma ideal para um elemento triangular é a eqüilátera e para um elemento quadrilátero é a quadrada. Elementos com esta forma serão mais precisos, de maneira que a variação em torno deste perfil adiciona erro durante os cálculos. Tipicamente, elementos distorcidos afetam os resultados em suas vizinhanças.

A robustez de um elemento, ou a sua habilidade em fornecer bons resultados mesmo com uma forma não perfeita, é uma indicação da qualidade do programa de MEF. Alguns elementos, por exemplo, devem possuir uma relação de aparência menor do que 5:1 enquanto que outros permitem relação elevada (20:1), conforme ilustra a figura 4.11.

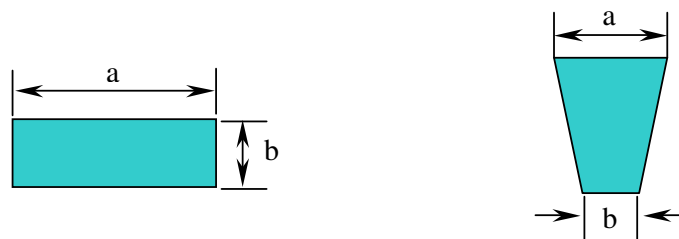


Figura 4.11: Relação de aparência do elemento.

Geralmente os programas comerciais, baseados no método dos elementos finitos, dispõem de ferramentas para analisar a qualidade dos elementos de uma malha. Mas antes de querer analisar a malha, esta deve ser concebida seguindo um planejamento.

O primeiro passo é fazer o planejamento em si. Uma vez definidos os objetivos e as condições de contorno, deve-se determinar quais hipóteses simplificadoras serão usadas. Se decisões como esta forem feitas antes de se construir a geometria, melhor para o processo de geração automática da malha, Adams (1999).

Dividir o modelo em seções lógicas, ou grupos, facilita a geração automática da malha. A divisão em grupos ajuda a organizar o modelo de maneira adequada. Por exemplo, pode-se colocar em um mesmo grupo os elementos de barra e em outro os elementos de casca. A maioria dos programas comerciais fornece meios para agrupar as entidades do modelo por tipo de material, propriedades ou outra característica.

Antes de iniciar a modelagem deve-se atentar também para a memória disponível para a definição e solução do modelo. Se, pela experiência, for concebido que existe RAM suficiente para 50.000 nós de elementos tipo casca ou ainda espaço para 120.000 elementos sólidos é recomendável planejar o modelo de acordo com estes limites.

Devido à velocidade e eficiência das máquinas atuais, é preferível que se construa um modelo com a malha mais detalhada. Se, porém, os recursos do sistema não permitirem, pode-se utilizar um controle na densidade da malha, ou seja, aumentar a densidade somente em áreas de interesse. Este procedimento economiza tempo de processamento e é chamado de refinamento localizado. Usar este tipo de artifício faz com que a malha não fique desnecessariamente carregada com excesso de graus de liberdade, figura 4.12.

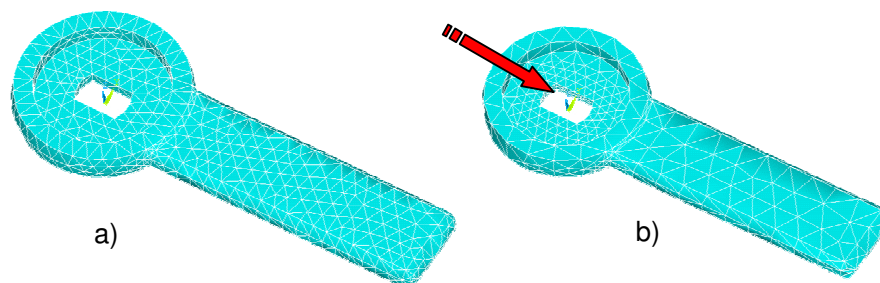


Figura 4.12: a) Malha refinada; b) Malha com refinamento localizado.

Uma outra decisão importante, ao se gerar uma malha em uma geometria, é a escolha do tipo e da forma do elemento, Adams (1999). Geralmente usam-se sólidos para geometrias sólidas, barras para geometrias com forma de barra e assim por diante. Além desta discussão, existe ainda a da escolha por elementos triangulares ou quadrilaterais. Pré-processadores modernos têm como padrão malhas com elementos quadrilaterais para cascas e tetraedros com faces triangulares para modelos sólidos.

Elementos retangulares fornecem uma distribuição linear de propriedade através das suas bordas ou volumes. Elementos triangulares de primeira ordem somente percebem um único valor da propriedade. Dessa maneira serão necessários mais elementos triangulares em relação aos elementos quadrangulares para perceber um gradiente elevado. Existem poucos programas comerciais que constróem malhas tridimensionais de alta qualidade automaticamente com elementos do tipo “brick” (paralelepípedo). Consequentemente os tetraedros como o mostrado na figura 4.13, são mais usados em malhas tridimensionais geradas automaticamente.

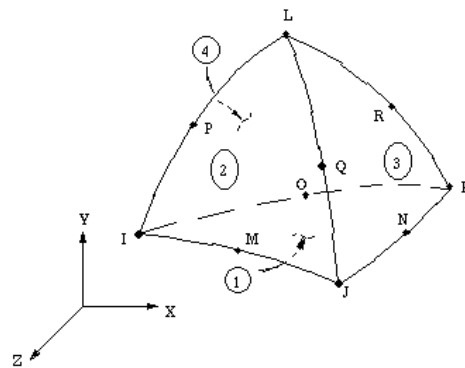


Figura 4.13: Elemento sólido tetraédrico.

Existem casos em que a decisão de qual elemento usar recai sobre o modelador. A opção de construir uma malha manual ou semi-automática será determinada pela necessidade de se usar os “bricks” em relação aos tetraedros.

Malhas manuais e automáticas não são equivalentes. Quando a geração automática da malha manual é mencionada, imagens vêm à mente de noites e noites digitando aquelas coordenadas dos nós e conectando os pontos manualmente.

Dado o desenvolvimento dos pré-processadores atuais, não existe mais a necessidade de se malhar manualmente um modelo de casca (shell). Se a superfície pode ser criada em programas de CAD ou modeladores sólidos, com pouca preparação é possível malhar automaticamente todo o modelo.

A questão entre malha automática e manual surge na verdade no contexto de modelos sólidos. Ocasionalmente, quando as vantagens da malha manual superam as desvantagens, esta técnica deve ser usada pois pode tornar o modelo até 30% menor se comparado com um malhado automaticamente. Análises não-lineares e o estudo de sólidos com parede fina, são as duas maiores razões para usar as técnicas de geração da malha manual. Pode-se usar a seguinte regra, quanto mais tempo computacional o modelo consumir, mais vezes a malha deverá ser resolvida, e maior ganho pode ser obtido construindo-se um modelo mais eficiente com uma malha manual.

Não existe maneira de tornar a geração da malha manual algo atraente ou que dê satisfação a quem utiliza esta técnica, mesmo em peças ou estruturas moderadamente complexas. Em peças ou estruturas extremamente complexas, esta técnica é desumana. Em um ambiente de projeto de engenharia, a dificuldade e o tempo associados à geração da malha manual a tornam proibitiva.

A malha automática por outro lado é a campeã em velocidade de construção. Contudo, cria um excesso de elementos no modelo, elementos estes necessários para se atingir o mesmo nível de precisão. Este fato pode fazer com que o programa de MEF leve mais tempo para chegar até a solução. Isto porém, não é uma regra com os programas e equipamentos atuais.

Um mesmo modelo será resolvido mais rapidamente se construído com elementos tipo “bricks” mostrado na figura 4.14 do que se construído com tetraedros. Porém a velocidade de solução é relativamente alta em modelos construídos com tetraedros (mesmo com elementos grandes) em análises lineares estáticas. Deve ser considerado o tempo total de modelagem e solução e o tempo gasto para se refazer a malha do modelo e quantas vezes esta foi resolvida também deve ser avaliado. Deve-se ter em mente no entanto, que um alto preço pode ser pago com uma malha excessivamente refinada em uma solução não-linear.

Para uma dada densidade de malha, a com elementos tipo “brick” fornecerá respostas mais precisas do que uma malha com tetraedros de segunda ordem. Uma malha de tetraedros lineares pode ser considerada menos precisa, a não ser que se gaste tempo em modelos para confirmar que a mudança dos valores da propriedade de interesse é gradual o bastante para permitir que os tetraedros lineares convirjam de maneira correta (Adams, 1999).

Tetraedros devem ser evitados em peças com paredes finas onde os elementos do tipo casca “shell” são mais apropriados. Na maioria das situações de flexão, dois ou mais tetraedros são necessários na parede para se capturar o comportamento. Uma última questão a respeito da precisão: as simplificações

geométricas necessárias para se obter uma malha com elementos tipo “brick” anulam quaisquer afirmações a respeito de precisão quando comparada a uma malha com tetraedros de segunda ordem com pouca ou nenhuma simplificação.

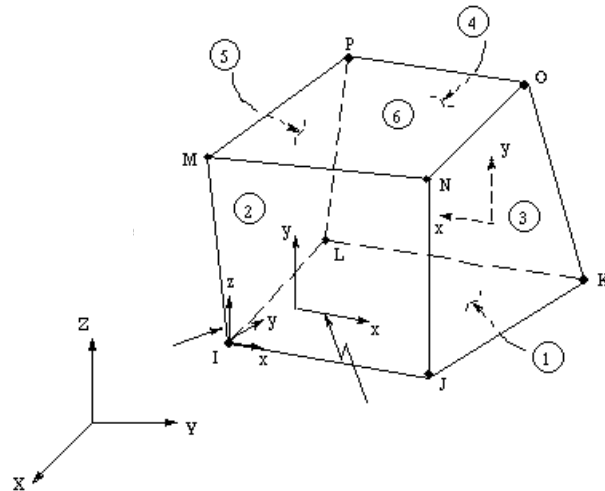


Figura 4.14: Elemento sólido tipo “brick”

Ao se modelar sólidos manualmente, deve-se usar as ferramentas disponíveis nos pré-processadores. Estas ferramentas envolvem a extrusão de elementos e revolução de superfícies. Raramente será necessário fornecer coordenadas dos 8 nós de um elemento sólido tipo “brick”. A primeira tarefa novamente é o planejamento. O modelo tridimensional deve ser visualizado. Se a visualização do modelo completo não é possível, uma malha manual pode estar além das capacidades do construtor, ou pode simplesmente tomar muito tempo para viabilizar o estudo da peça ou estrutura.

A geração automática da malha em sólidos depende inteiramente da qualidade da geometria, como citado anteriormente. É preferível o uso de tetraedros parabólicos, contudo estes exigem mais tempo computacional mas podem fornecer a precisão de uma malha de elementos do tipo “brick”.

De forma geral, a qualidade de um modelo tridimensional malhado automaticamente é controlada por três fatores: qualidade da geometria, refinamento da malha e a habilidade do programa em corrigir elementos com forma inadequada. As duas primeiras estão sob o controle do modelador, porém a terceira é dependente das duas primeiras. Uma vez que a geometria possui boa qualidade e a malha está refinada de maneira coerente, o algoritmo irá funcionar melhor.

Ao malhar automaticamente uma geometria tridimensional, o refinamento localizado é algo crítico no processo. Sem este recurso, o modelador é obrigado a

refinar cada vez mais a malha em todo o modelo para obter convergência, aumentando em muito o custo computacional.

O refinamento de malha pode ser atingido especificando-se o tamanho dos elementos em torno de furos ou curvas ou em pontos de conexão ou solda. Nos pré-processadores modernos o controle do refinamento é feito de maneira bem intuitiva e relativamente simples.

Existe a prática comum de iniciar a geração automática da malha de um sólido através da geração automática da malha das superfícies exteriores com triângulos. Com isto o programa inicia a geração automática da malha a partir de uma camada superficial, o que é favorável na criação de uma malha tridimensional. Além disso, a malha superficial inicial permite que se tenha uma idéia da aparência do que será a malha tridimensional, ao menos na parte exterior.

Alguns modelos envolvem mais do que um tipo de elemento e a transição entre elementos não similares deve assegurar a correta transmissão de cargas e esforços. Para fazer tais conexões são usados elementos de transição. Alguns programas comerciais possuem elementos específicos para este fim: “links” no Pro/MECHANICA e “wedges” no ANSYS®. Porém, na maioria dos códigos, o elemento de transição disponível é o elemento rígido.

Enfim, uma malha automática apoiada por dados de uma validação pode suportar as críticas do melhor especialista se corretamente executada dentro de um planejamento e com método.

4.6.3 – Propriedades de material e elementos

Ao especificar as características de um modelo de elementos finitos assume-se que todas as peças ou estruturas em produção representadas pela análise possuem as mesmas propriedades. Assume-se também que as peças serão compostas por material isotrópico e homogêneo. Estas suposições são verdade apenas para poucas aplicações. Na maioria das vezes o processo pelo qual as peças ou estruturas são construídas induz níveis de anisotropia, tais como, a orientação (0° , -45° , $+45^\circ$) das fibras em uma peça de fibra de carbono ou a orientação dos grãos em chapas conformadas a frio.

Existem basicamente dois tipos de materiais, isotrópico e anisotrópico. Materiais isotrópicos possuem propriedades que são independentes da orientação geométrica. Por outro lado materiais anisotrópicos necessitam da definição de sua orientação para a correta caracterização de suas propriedades. Existe ainda um tipo especial de material anisotrópico chamado de ortotrópico que possui propriedades dependentes de três planos ortogonais.

Ao selecionar a propriedade do aço na biblioteca de materiais, assume-se que esta se manterá constante em todo o modelo. Isto implica no fato de que alterações localizadas de propriedades devido a impurezas na estrutura, tratamento térmico ou outros fatores não são considerados.

Adams (1999) comenta que a maioria das análises usando o MEF assume que o material é isotrópico e homogêneo. Assumir a homogeneidade do material significa que as propriedades são constantes em todo o volume. Devido ao fato de poucos materiais se comportarem de maneira perfeita, as duas suposições devem ser levadas em conta ao tentar se relacionar os resultados de simulação com a realidade.

As propriedades necessárias à caracterização de um modelo podem variar em função da análise desejada, mas as principais são: módulo de Young, coeficiente de Poisson, módulo de cisalhamento, densidade, condutividade térmica, calor específico. Não importando qual a propriedade necessária é importante que as unidades sejam consistentes com o restante do modelo.

Além das propriedades dos materiais, deve-se ainda especificar as propriedades dos elementos. Uma vez posicionado o elemento tipo barra no espaço, a definição da sua seção transversal requer que as seguintes quantidades sejam fornecidas:

- a) área da seção transversal;
- b) momentos principais de inércia;
- c) pontos de recuperação de tensão. Definem a distância ao longo das direções de interesse (y e z) e para longe do eixo neutro (x) nos quais as tensões de flexão serão calculadas;
- d) fator de rigidez torcional;

As bibliotecas internas dos programas comerciais possuem a maioria destas informações para perfis comerciais.

Os elementos do tipo casca ou “shell” precisam de menor definição matemática pois estabelecem uma vinculação geométrica mais elaborada dentro do contexto do modelo. Para este tipo de elemento deve ser especificada a espessura, ou seja, a dimensão que não está presente visualmente. Deve ser assegurado que a orientação dos elementos tipo casca seja consistente ao longo de todo modelo, por exemplo, ao se usar cargas de pressão o sistema assume que estas são normais ao elemento.

Elementos sólidos não necessitam de qualquer definição matemática, pois são completamente definidos pela geometria. As únicas propriedades sólidas que podem ser prescritas são aquelas que dizem respeito ao material e à orientação.

Ao estabelecer as propriedades, deve se ter consciência das limitações inerentes a estas escolhas. Propriedades tais como rigidez do material, espessura de

casca ou propriedades dos elementos tipo barra referem-se a uma idealização da estrutura em estudo.

Se a variação em algumas propriedades não fornecer resultados coerentes, o estudo não pode ser considerado representativo. Porém, se a variação gera mudanças previsíveis nos resultados é aceitável que estes sejam interpretados de acordo. Por exemplo, a flexão de uma barra é linearmente proporcional ao módulo de elasticidade. Se a rigidez do material variar de $\pm 20\%$, a flexão irá variar $\pm 20\%$. Contudo, muitos resultados relativos a mudanças nas propriedades não podem ser facilmente quantificados.

4.6.4 – Condições de contorno

Condições de contorno são aquelas que não fazem parte do modelo, mas que são atribuídas a ele na tentativa de representar seu ambiente de aplicação (carregamentos, restrições).

A importância das condições de contorno pode ser ilustrada por um exemplo onde a roda de um veículo é analisada. Neste caso pode-se construir o modelo mais sofisticado em elementos finitos. Pode-se rotacioná-lo, colocar sombras e impressionar muitas pessoas com ele. Depois, pode-se colocar uma carga intuitiva em torno do cubo e gerar um contorno de tensões. A tecnologia atual permite tudo isso durante até mesmo uma apresentação, mas qual é o problema com este contexto?

A tecnologia atual pode ser muito útil, porém enganadora. Como as cargas foram obtidas? Foi considerada a interface correta entre o pneu e a roda? O pneu foi representado como uma simples restrição no movimento do veículo ou como um gerador de força e momento no contato com o solo? O problema é que no MEF, análises possuem uma boa aparência e são convincentes, mas sem as corretas condições de contorno, mesmo um excelente modelo não possui significado físico (Adams, 1999).

As condições de contorno são aplicadas no modelo como cargas e restrições. As cargas podem ser na forma de força, momento, pressão, gravidade, radiação, temperatura, turbulência, impedância, excitação magnética, dentre outras. As restrições podem impedir rotações ou deslocamentos gerados pelas cargas em uma ou mais direções. Pode-se também impor ao modelo deslocamentos conhecidos visando analisar a configuração de esforços resultante.

Em uma análise linear estática as condições de contorno são consideradas constantes ao longo de toda a solução, ou seja, desde a sua aplicação até o deslocamento final da estrutura. Em uma análise dinâmica as condições de contorno podem variar ao longo do tempo, e em uma análise não-linear a orientação e

distribuição das condições de contorno podem variar a medida em que o deslocamento da estrutura ou peça é calculado.

Para sistemas tridimensionais, os graus de liberdade espaciais são três deslocamentos e as três rotações. Voltando ao exemplo do início do capítulo, figura (2.4), se a restrição u_0 do sistema de molas não fosse incluída como condição de contorno na análise do modelo, o sistema simplesmente iria deslocar na direção x indefinidamente. Neste caso, a ausência de restrição (condição de contorno) causaria o aparecimento de um movimento de corpo rígido.

A escolha das condições de contorno influi diretamente na precisão dos resultados. No mundo virtual do MEF, as condições de contorno são perfeitas e podem levar ao super ou sub-enrijecimento do sistema, ambos efeitos indesejáveis.

Embora a prática comum seja utilizar restrições ou cargas pontuais, o fato é que estas representam condições irreais. A iteração entre dois corpos elásticos, mesmo a ponta de um alfinete em uma placa, será uma área finita. Já no MEF, cargas pontuais são realmente um fenômeno pontual. Consequentemente, a força aplicada ou a reação é interpretada como uma força finita sobre uma área infinitesimalmente pequena. A tensão local calculada por força/área é na prática infinita. Uma condição como esta (divisão por zero) é chamada de singularidade (Adams, 1999).

Na verdade é difícil, e em certos casos até impossível, definir precisamente as condições de contorno de um modelo, pois as condições reais de funcionamento são desconhecidas ou variam com o uso. Tais incertezas tornam-se ainda mais árduas de quantificar quando efeitos de atrito ou modelagem de juntas são necessários.

Da mesma forma que as condições de contorno, as forças também são difíceis de serem determinadas, pois variam com as tolerâncias e condições de operação. A determinação de uma carga para aplicação em um modelo consiste de quatro componentes: magnitude, distribuição, orientação e dependência do tempo. Destas, a magnitude é a mais difícil de ser quantificada. A determinação da magnitude de uma carga em montagens complexas pode envolver testes iterativos e o desenvolvimento de modelos em multi-corpos.

A distribuição de uma carga aplicada pode ser definida de algumas maneiras: uniforme, por unidade de área, interpolada, ou definida por uma função. Cargas interpoladas, por exemplo, variam de acordo com pontos específicos selecionados ao longo de uma face ou extremidade. O tipo de interpolação pode ser linear ou quadrática dependendo do número de pontos definidos e da capacidade do pré-processador.

Em uma análise linear, a magnitude da carga, orientação e distribuição devem permanecer constantes durante a deformação do sistema. Porém, se a superfície de

aplicação da carga deformar demasiadamente, de forma que uma correção da orientação se faz necessária, uma análise não-linear com grandes deslocamentos é indicada.

Em elementos finitos a variedade de cargas é maior do que a das condições de contorno. Podem ser aplicadas na forma de forças, momentos, acelerações, temperaturas, pressões ou excitações periódicas. Na maioria dos casos escolhe-se o tipo de carregamento que mais se aproxime do modelo real. A pressão interna em uma câmara de explosão, por exemplo, deveria ser modelada como uma carga de pressão.

A aplicação de momentos é direta em cascas (“shells”) ou elementos tipo barra, porém, em sólidos é algo mais minuciosa. As entidades sólidas não possuem graus de liberdade rotacionais elementares, ou seja, não podem ser carregados com momentos.

Para contornar este problema, cascas podem ser colocadas nas faces de interesse e aplicar o momento aos “shells”. A desvantagem desta técnica é a sobreposição de materiais no modelo. Para evitar que a rigidez do modelo seja alterada, as cascas devem possuir uma espessura mínima se comparada a geometria e as mesmas propriedades do sólido.

Uma vez aplicadas as cargas ao modelo, a resultante total deve ser verificada. Tal tarefa é rápida e identifica erros óbvios antes de partir para a solução do modelo. Uma verificação visual dos símbolos das forças no pré-processador pode ajudar a encontrar possíveis erros. Deve sempre ser lembrado que o MEF assume a aplicação gradual das cargas com variações normais na tensão. Se há a necessidade de simular impactos, deve ser considerada uma análise dinâmica para o estudo.

Adams (1999) ressalta que o importante é que se tenha consciência de que as condições de contorno são o aspecto de maior dificuldade no MEF. Embora a construção da geometria e o desenvolvimento de uma boa malha podem ser desafiadores, a engenharia realmente aflora quando decide-se o quanto do sistema será modelado. Deve ser lembrado que o fator de segurança usado em uma análise corresponde diretamente às condições de contorno estabelecidas para o modelo.

Por fim cabe salientar que nenhuma discussão a respeito de um modelo em elementos finitos é completa sem considerar os testes de correlação. As condições de contorno apropriadas podem ser encontradas somente através de um processo iterativo, onde o ajuste fino do modelo em elementos finitos é atingido quando se consegue um certo nível de correlação.

CAPÍTULO 5

OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

O presente capítulo define os conceitos básicos da otimização numérica aplicada a problemas com e sem restrições. Nele serão apresentadas as relações matemáticas básicas necessárias para compreender os algoritmos de otimização. As vantagens e limitações do uso das técnicas de otimização serão abordadas, além de mostrar uma perspectiva a respeito desta maneira de se projetar.

5.1 - Introdução

Segundo o novo dicionário Aurélio otimização é o ato, processo ou efeito de otimizar, ou a determinação do valor ótimo de uma grandeza ou conjunto de grandezas. Ou ainda o conjunto das técnicas algorítmicas e de programação usadas para buscar o valor ótimo de funções matemáticas. Ou seja, o propósito da otimização é auxiliar na busca do projeto que melhor preencha nossas necessidades.

A busca por um projeto melhor é natural no ser humano e pode simplesmente ser definida como o processo de se procurar pelo mínimo ou pelo máximo de um parâmetro que pode ser chamado de função objetivo. Para ser viável, o projeto deve também satisfazer alguns limites chamados de restrições.

Otimizar nada mais é do que tornar ótimo, aceitar ou reconhecer como ótimo, sendo que vários métodos podem ser usados para este fim. O método da experimentação, por exemplo, é baseado na construção e teste de vários protótipos. O protótipo mais adequado, que satisfaça às restrições (peso máximo ou custo mínimo) é então o escolhido para produção. É fácil perceber que este método pode se tornar antieconômico e não garantir que o projeto obtido seja o ótimo, ou o melhor possível. Um segundo método seria definir o processo analiticamente e posteriormente obter sua solução através de cálculos matemáticos. Embora atrativo este método não é prático, pois raramente é possível se obter uma solução analítica direta devido a complexidade da análise dos problemas reais.

Vanderplaats (1984) comenta que os algoritmos computacionais analisam um projeto reduzido que o engenheiro considera representativo da realidade. Parâmetros básicos podem ser modificados e uma solução é encontrada. Em outras palavras, a experimentação física é substituída pela numérica em uma etapa que antecede a produção dos protótipos. Na verdade a experimentação não é eliminada, simplesmente é usada como passo final para a validação dos resultados sugeridos pela experimentação numérica ou otimização.

Fazer com que estes códigos computacionais procurem sozinhos pelo projeto ótimo é o passo lógico na automação do projeto. Esta tarefa em sua forma mais simples pode ser representada por uma série de repetições no algoritmo usando diferentes combinações de variáveis de projeto. A combinação das variáveis que levar ao projeto de melhor desempenho e satisfizer as restrições é então chamada de configuração ótima.

Ao se fazer uso destes algoritmos as principais dificuldades encontradas, segundo Vanderplaats (1984) são:

- Problemas reais de engenharia normalmente apresentam características não lineares, de forma que o projeto reduzido considerado adequado pelo engenheiro pode ter sua representatividade limitada a apenas uma parcela do espaço de projeto viável.
- O problema pode possuir mais de um objetivo a ser atingido, definindo o que se costuma chamar de função multi-objetivo.
- De forma geral, a implementação dos procedimentos de otimização pode levar a um custo computacional elevado.

Os principais métodos de otimização, seu formalismo matemático, bem como algumas técnicas de aproximação também serão discutidas no final deste capítulo.

5.2 - Definição matemática do problema de otimização

Vanderplaats (1984) define um problema de otimização com restrições pela função objetivo, equação (5.1), a ser maximizada ou minimizada:

$$f(\mathbf{X}) \quad (5.1)$$

onde $\mathbf{X}$ é o vetor de variáveis de projeto $\mathbf{X}=\{X_1, X_2, X_3, \dots, X_n\}$, sujeita a restrições de desigualdade equação (5.2),

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad (5.2)$$

restrições de igualdade equação (5.3),

$$h_j(\mathbf{X}) = 0 \quad (5.3)$$

e às restrições laterais definidas pela equação (5.4)

$$X_i^i < X_i < X_i^s \quad (5.4)$$

A função objetivo definida pela equação (5.1) e suas restrições definidas por (5.2) e (5.3), podem ser funções lineares ou não lineares do vetor das variáveis de projeto $\mathbf{X}$. Podem também ser explícitas ou implícitas em $\mathbf{X}$ e podem ser avaliadas por diferentes métodos numéricos. Para certos métodos é importante que tais funções sejam contínuas e possuam suas primeiras derivadas também contínuas em $\mathbf{X}$. A equação (5.4) define os limites inferior e superior para cada uma das variáveis de projeto.

5.3 – Busca pelo ótimo

Os algoritmos de otimização precisam de um conjunto de variáveis de projeto inicial $\mathbf{X}^0$ para começarem o procedimento de busca automática. Esta busca pela configuração ótima de projeto pode ser expressa matematicamente pela equação (5.5)

$$\mathbf{X}^q = \mathbf{X}^{q-1} + \alpha^* \mathbf{S}^q \quad (5.5)$$

Onde q é o número da iteração e $\mathbf{S}$ é o vetor que define a direção de busca no espaço de projeto. O valor escalar α^* determina a distância percorrida na direção $\mathbf{S}$. Ao analisar a equação (5.5) nota-se que a implementação de um algoritmo de otimização nestes moldes pode ser dividida em duas partes fundamentais: A escolha da direção de busca $\mathbf{S}$ e a determinação do parâmetro escalar α^* que define a distância a ser percorrida nesta direção.

5.4 - Métodos para definição da direção de busca S

Os métodos usados para fazer a definição da direção de busca podem ser classificados de acordo com o grau da derivada da função objetivo que é considerado no cálculo (Vanderplaats, 1984).

5.4.1 – Métodos de ordem zero

Os métodos de ordem zero usam apenas o valor da própria função objetivo na busca pelo ótimo, não considerando suas derivadas. São confiáveis, de fácil implementação numérica e computacional e podem lidar com funções descontínuas e valores discretos de variáveis de projeto. Em contrapartida, estes métodos precisam avaliar a função objetivo centenas e até mesmo milhares de vezes para encontrar o seu extremo. Desta forma, podem se tornar inviáveis para aplicação em problemas de engenharia, onde a simples avaliação da função objetivo pode implicar na necessidade de executar softwares de simulação com elevado esforço computacional.

Segundo Vanderplaats (1984), os principais métodos de ordem zero são a busca aleatória e o método de Powell, existindo também o COMPLEX, Rosembrock e Hooke e Jeeves que apresentam modificações que aceleram a sua convergência, porém têm como base os dois métodos apresentados a seguir.

5.4.1.1 – Busca aleatória

O método da busca aleatória é considerado ineficiente, mas é o mais recomendado dos métodos de ordem zero. É de fácil implementação numérica e necessita de poucos recursos computacionais.

Sua operação baseia-se na seleção aleatória de vetores $\mathbf{X}$ que buscam varrer o espaço de projeto viável. Para se evitar a saída do espaço de projeto, são fornecidos os limites laterais para as variáveis do vetor $\mathbf{X}$, de maneira que $\mathbf{X}^l < \mathbf{X} < \mathbf{X}^u$

Assumindo que um gerador de números aleatórios é disponível e fornece um número entre 0 e 1 tem-se a equação (5.6):

$$\mathbf{X}^q = \mathbf{X}^l + a(\mathbf{X}^u - \mathbf{X}^l) \quad (5.6)$$

Na equação (5.6) a é um número aleatório entre 0 e 1 e q é o número da iteração.

5.4.1.2 – Método de Powell

Este é um dos métodos mais eficientes e confiáveis e talvez o mais popular dentre os métodos de ordem zero. Sua operação baseia-se no conceito de direções conjugadas, que constitui a base dos algoritmos de otimização mais poderosos.

Os métodos baseados em direções conjugadas são especialmente eficientes quando aplicados à minimização de funções objetivo quadráticas. Apesar da maioria dos problemas reais de engenharia apresentarem características não lineares, eles geralmente podem ser satisfatoriamente aproximados por uma função quadrática (série de Taylor de segunda ordem) nas proximidades do ótimo.

O conceito fundamental do método de Powell é primeiramente realizar a procura em n direções ortogonais, $\mathbf{S}^i$, definidas pelas próprias variáveis de projeto onde cada busca consiste em atualizar o vetor $\mathbf{X}$ de acordo com a equação (5.5). Estas direções usualmente não são conjugadas, mas fornecem um ponto de partida para que direções conjugadas sejam construídas. Após as buscas unidimensionais, as direções de busca seguintes são definidas como combinações lineares das direções anteriores, conforme mostrado na equação (5.7)

$$\mathbf{S}^{n+1} = \alpha_1 \mathbf{S}^1 + \alpha_2 \mathbf{S}^2 + \dots + \alpha_n \mathbf{S}^n \quad (5.7)$$

Na prática o método de Powell pode falhar em duas situações. A primeira onde a busca em uma dada direção não proporciona melhoria de projeto ($\alpha^* = 0$), então as direções de busca subsequentes não serão conjugadas. A segunda situação é quando após um certo número de iterações, as direções de busca tendem a se tornar paralelas devido à imprecisão numérica ou devido a natureza não quadrática da função avaliada. Nestes casos, a solução mais simples e também mais eficiente é a reinicialização do método a partir de novas buscas unidimensionais.

5.4.2 – Métodos de primeira ordem

Os métodos de primeira ordem são aqueles que utilizam a informação do gradiente da função objetivo na definição da direção de busca e por isto são em geral mais eficientes que os métodos de ordem zero. A contrapartida desta eficiência é a necessidade do cálculo deste gradiente, de forma que tais métodos não são adequados para funções onde a primeira derivada não é contínua. Além disto, quando a função objetivo não é explícita, o cálculo numérico do gradiente pode implicar em um elevado esforço computacional em virtude da necessidade de executar o código de simulação um grande número de vezes. A seguir serão apresentados três métodos de primeira ordem que se destacam como sendo os mais utilizados para fins de otimização numérica.

5.4.2.1 – Método da máxima descida

Provavelmente este é o método de primeira ordem mais conhecido e aquele que apresenta o pior desempenho. Porém, seu estudo e conhecimento são muito importantes para formar a base teórica dos métodos mais sofisticados.

Segundo este método, a direção de busca $\mathbf{S}$ é a direção oposta ao gradiente da função objetivo:

$$\mathbf{S}^q = -\nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.8)$$

Este vetor $\mathbf{S}$ é usado na equação (5.5) para realizar a busca unidimensional.

A figura 5.1 mostra graficamente um exemplo de como o método da máxima descida percorre o espaço de projeto em sua busca pelo ponto ótimo, considerando duas variáveis de projeto.

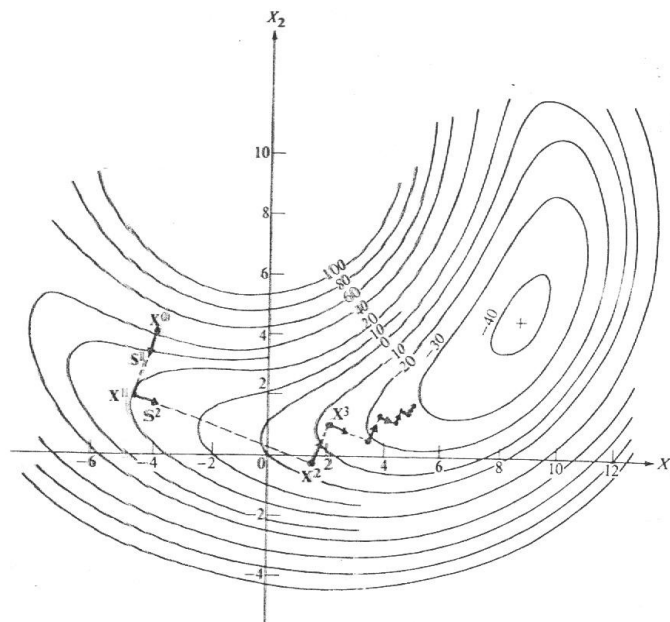


Figura 5.1: Exemplo de aplicação do método da máxima descida

Como visto na figura 5.1, a taxa de convergência deste método é baixa, uma vez que o algoritmo não usa a informação de iterações anteriores para acelerar a convergência. A demora na convergência pode dificultar a aplicação deste método à solução de problemas práticos de engenharia que impliquem em esforço computacional elevado na avaliação da função objetivo. No entanto, o método da direção de máxima descida é geralmente usado para definir a direção de busca inicial em algoritmos mais poderosos, conforme mostrado a seguir.

5.4.2.2 – Método de Fletcher-Reeves (Direções Conjugadas)

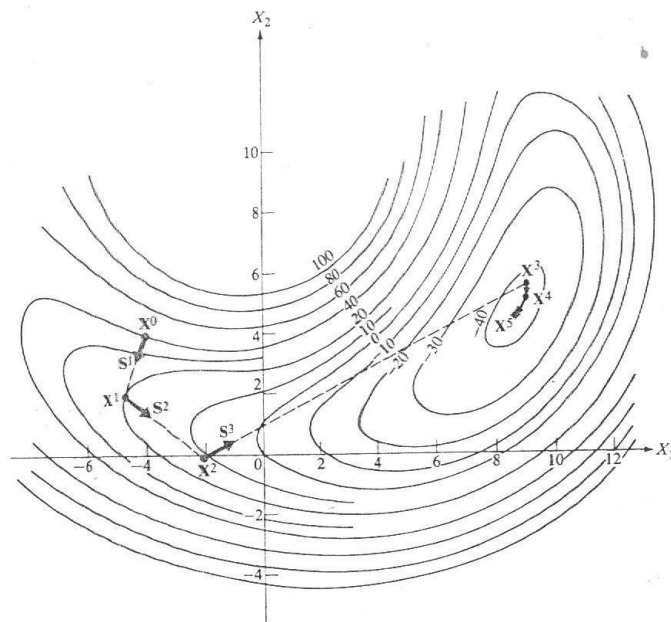
O método das direções conjugadas pode ser considerado uma modificação no algoritmo da máxima descida, resultando em um aumento na taxa de convergência do processo de busca pelo ótimo. Possui como vantagens a facilidade de ser inserido em um programa de otimização e não ser exigente em termos de memória para armazenamento de dados. Basicamente usa-se direções de busca que são conjugadas por definição. Isto é conseguido com a direção de máxima descida inicialmente definida pela equação (5.8) e nas seguintes iterações a direção conjugada é definida como:

$$\mathbf{S}^q = -\nabla f(\mathbf{X}^q) + \beta_q \mathbf{S}^{q-1} \quad (5.9)$$

sendo o valor β_q é definido conforme equação (5.10):

$$\beta_q = \frac{|\nabla f(\mathbf{X}^q)|^2}{|\nabla f(\mathbf{X}^{q-1})|^2} \quad (5.10)$$

A figura 5.2 mostra graficamente um exemplo de como o método de Fletcher-Reeves percorre um espaço de projeto de duas variáveis em sua busca pelo ótimo.



O método de Fletcher-Reeves é mais eficiente que o da Máxima Descida pois a definição da direção de busca leva em conta a informação das direções de busca de iterações anteriores, conforme pode ser observado nas equações (5.9) e (5.10) e na figura 5.2. Quando esta figura é comparada com a figura 5.1, nota-se que a direção de busca $\mathbf{S}^2$ definida pelo método de Fletcher-Reeves apresenta uma orientação próxima à definida pelo método da Máxima Descida, porém ligeiramente inclinada na direção de $\mathbf{S}^1$.

Por trabalhar com direções conjugadas, o método de Fletcher-Reeves é adequado à otimização de funções quadráticas. Caso isto não corresponda à realidade do estudo pretendido, pode ocorrer a necessidade de reinicialização do método quando não for mais possível reduzir a função objetivo (Vanderplaats, 1984).

5.4.2.3 – Métodos da métrica variável

Os métodos da métrica variável também usam informações de iterações passadas na definição das direções de busca em seu caminho até o ótimo. No entanto, além de considerar o gradiente da função objetivo estes métodos levam em conta também a sua forma de variação, ou seja, as derivadas parciais de segunda ordem da função objetivo em relação às variáveis de projeto. Estas derivadas parciais de segunda ordem definem a chamada Matriz Hessiana [H].

Nos problemas práticos de engenharia observa-se que dificilmente a função objetivo é definida de forma explícita. Desta forma, a obtenção do gradiente e da Matriz Hessiana através de cálculo numérico de precisão pode representar um grande esforço computacional.

Diante desta realidade, os métodos da Métrica Variável aplicam algoritmos que estimam as derivadas parciais de segunda ordem da função objetivo sem efetivamente realizar o pesado cálculo da Matriz Hessiana. Com isto, consegue-se simular a implementação de um método de segunda ordem, porém com um menor custo computacional.

Segundo os métodos da Métrica Variável, a direção de busca é definida por:

$$\mathbf{S}^q = - [\mathbf{H}] \nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.11)$$

Dada uma direção de busca $\mathbf{S}^q$, uma busca unidimensional é feita de acordo com a equação (5.5). No ponto inicial [H] é tomada como identidade ([H])=1, de forma que a direção inicial de busca coincide com a direção de máxima descida. Ao final de cada iteração q, a matriz [H] é modificada da seguinte maneira:

$$[H^{q+1}] = [H^q] + [D^q] \quad (5.12)$$

onde:

$$D^q = \frac{\sigma_a + \theta\tau}{\sigma_a} pp^T + \frac{\theta - 1}{\tau} H^q y (H^q y)^T - \frac{\theta}{\sigma} [H^q y p^T + p (H^q y)^T] \quad (5.13)$$

$$p = X^q - X^{q-1} \quad (5.14)$$

$$y = \nabla f(X^q) - \nabla f(X^{q-1}) \quad (5.15)$$

$$\sigma_a = p \cdot y \quad (5.16)$$

$$\tau = y^T \cdot [H^q] \cdot y \quad (5.17)$$

A equação (5.13) representa uma família de métodos de métrica variável, onde o valor do escalar θ determina o método específico que se deseja utilizar. Os métodos mais utilizados são:

- a) $\theta = 0$, método Davidon-Fletcher-Powell (DFP);
- b) $\theta = 1$, método Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS).

5.4.3 – Métodos de segunda ordem / Método de Newton

Os métodos de Segunda ordem são aqueles que efetivamente calculam as derivadas de segunda ordem da função objetivo em relação às variáveis de projeto. O método clássico de Newton é baseado em uma expansão da função objetivo em uma série de Taylor de segunda ordem de acordo com a equação a seguir:

$$f(X) \cong f(X^q) + \nabla f(X^q) \cdot \delta X + \frac{1}{2} \delta X \cdot [H(X^q)] \cdot \delta X \quad (5.18)$$

Onde:

$$\delta X = X^{q+1} - X^q \quad (5.19)$$

A solução de (5.18) considerando condições de estacionariedade fornece:

$$\delta \mathbf{X} = - [\mathbf{H}(\mathbf{X}^q)]^{-1} \cdot \nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.20)$$

$$\mathbf{X}^{q+1} = \mathbf{X}^q + \delta \mathbf{X}$$

$$\mathbf{X}^{q+1} = \mathbf{X}^q - [\mathbf{H}(\mathbf{X}^q)]^{-1} \cdot \nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.21)$$

Comparando o último termo da equação (5.21) com o vetor $\mathbf{S}$ da equação (5.5), e considerando $\alpha^* = 1$ fica:

$$\mathbf{S}^q = -[\mathbf{H}(\mathbf{X}^q)]^{-1} \cdot \nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.22)$$

Ao contrário do que indica a equação (5.22), nas implementações numéricas do método de Newton normalmente não se executa a inversão da matriz Hessiana para definir a direção de busca. Na prática, ela é obtida através da solução de um sistema de equações simultâneas, conforme mostrado na equação (5.23).

$$[\mathbf{H}(\mathbf{X}^q)] \cdot \mathbf{S}^q = - \nabla f(\mathbf{X}^q) \quad (5.23)$$

Uma desvantagem do método de Newton é que a matriz $[\mathbf{H}]$ pode vir a ser singular quando a função objetivo for linear para uma ou mais variáveis de projeto. Quando isto ocorre, o vetor $\mathbf{S}$ fica mal condicionado e o resultado encontrado não será válido. A matriz $[\mathbf{H}]$ pode ainda possuir autovalores negativos, o que indica que o problema não é convexo. Quando isso ocorre a busca pelo extremo pode oscilar durante a busca de uma solução.

O método de Newton é bastante eficiente e representa uma das principais alternativas para otimização quando o cálculo das segundas derivadas não implicar em esforço computacional excessivo. Infelizmente, na prática da engenharia a maioria dos problemas não permite que o cálculo das segundas derivadas seja elementar, porém é quase sempre possível usar técnicas de aproximação para deixar o problema solucionável através do método de Newton (Vanderplaats, 1984).

5.5 – Métodos para busca unidimensional

Segundo Vanderplaats (1984), a busca unidimensional é de fundamental importância no processo de otimização pois a definição do parâmetro escalar α^* ocorre em uma dimensão, ou seja na direção de busca atual **S**. Dois dos principais métodos de busca unidimensional serão discutidos: interpolação polinomial e o método da seção áurea.

5.5.1 – Interpolação polinomial

Este método possui como base o valor da função em um certo número de pontos e a partir destes pontos é então interpolado um polinômio. A aproximação polinomial tem como qualidade o baixo número de avaliações da função objetivo na busca pelo extremo, no entanto quando a função é não linear, o método pode não ser preciso ou a aproximação por polinômio pode não representar a função real.

A tabela (5.1) agrupa as informações necessárias para as interpolações mais usadas, sendo F_1 , F_2 , F_3 e F_4 valores da função objetivo calculados ao longo da direção de busca e F_1' o valor da derivada da função no ponto 1. Tais informações são necessárias durante o cálculo dos coeficientes polinomiais, devendo-se lembrar que uma interpolação entre dois pontos é sempre mais confiável do que uma extrapolação.

Tabela 5.1: Informação necessária para cada tipo de interpolação.

Aproximação	Informação necessária				
	F_1	F_1'	F_2	F_3	F_4
Linear (1 ponto)	o	o	-	-	-
Linear (2 pontos)	o	-	o	-	-
Quadrática (2 pontos)	o	o	o	-	-
Quadrática (3 pontos)	o	-	o	o	-
Cúbica (3 pontos)	o	o	o	o	-
Cúbica (4 pontos)	o	-	o	o	o

É vantajoso começar com o mínimo de informação necessária e, baseado nos resultados, usar aproximações de ordem mais elevada para se refinar a resposta. Deve-se lembrar que os enormes gastos computacionais em aproximações de elevada ordem nem sempre resultam em melhores resultados.

5.5.2 – Método da Seção Áurea

A Seção Áurea é baseada em uma relação que resulta no número *phi*. Tome por exemplo uma linha e divida-a de modo que a relação entre o maior segmento (B) e a linha (A) seja a mesma que a relação entre o menor segmento (C) e o maior segmento (B), conforme ilustrado na figura 5.3. Fazendo isto, obteremos que o comprimento de (A) é 161,8% do comprimento de (B) e o comprimento de (B) é 161,8% do comprimento de (C), ou seja, $\phi = 1.61803$.



Figura 5.3: Ilustração da divisão de um segmento segundo uma seção áurea.

Esta relação tem sido usada pela humanidade durante séculos. Seu uso teve início com os egípcios no projeto das pirâmides. Os Gregos a conheciam como Segmento Dourado e os artistas de Renascença como proporção divina e a usavam para obter beleza e equilíbrio na arquitetura e no projeto da arte. Foi usada no projeto da Catedral de Notre Dame em Paris e continua hoje em muitos exemplos de arte, arquitetura e projetos.

Um outro exemplo interessante pode ser encontrado no próprio coração humano, que bate uniformemente (aproximadamente 60 batimentos em um minuto em repouso) e através de sua compressão impulsiona o sangue por todo o corpo. A pressão do sangue muda durante a atividade cardíaca, atingindo o seu valor máximo no ventrículo esquerdo no momento da sístole. Dentro das artérias durante a sístole ventricular a pressão do sangue atinge 115-125 mm de coluna de mercúrio e no momento do relaxamento do músculo cardíaco (diástole) a pressão cai até 70-80 mm de coluna de mercúrio. A relação entre a pressão máxima (sistólica) e a mínima (diastólica) é igual, na média, a 1.6, que é aproximadamente a relação áurea. Coincidência ou não este fato reflete uma regularidade objetiva da atividade cardíaca. O coração bate continuamente desde o nascimento do homem até o momento de sua morte e sua atividade deveria ser otimizada e subordinada às leis de auto-organização dos sistemas biológicos. Esta hipótese foi provada pelo biólogo pesquisador russo Zvetkov em seu livro "Heart, Golden Section, and Symmetry".

Por exemplo, em um cardiograma humano, figura 5.4, dois segmentos de diferentes durações correspondem à atividade sistólica (t_1) e diastólica (t_2) do coração. Zvetkov estabeleceu que existe uma frequência de palpação ótima ("áurea") para o homem, em que a duração da sístole, diástole e o tempo total do ciclo cardíaco (T) estão dentro da proporção áurea, ou seja: $T / t_2 = t_2 / t_1 = \phi$.

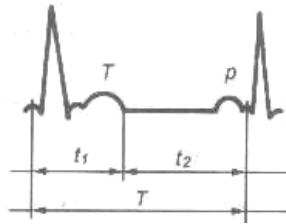


Figura 5.4: Exemplo ilustrativo de um segmento de cardiograma humano.

Desta forma, nada mais original do que usar tal proporção nos algoritmos de busca unidimensional para se reduzir de maneira harmônica e eficaz os limites de otimização.

Na busca pelo extremo de uma função $F(x)$ unimodal, assume-se que os limites inferior e superior $[x_l, x_u]$ dentro dos quais esteja o mínimo sejam conhecidos e que a função objetivo tenha sido calculada para estes dois limites F_l e F_u , respectivamente. Dois pontos internos a este intervalo são escolhidos X_1 e X_2 de maneira que $X_1 < X_2$ e o valor da função nestes pontos seja F_1 e F_2 , conforme mostra a figura 5.5.

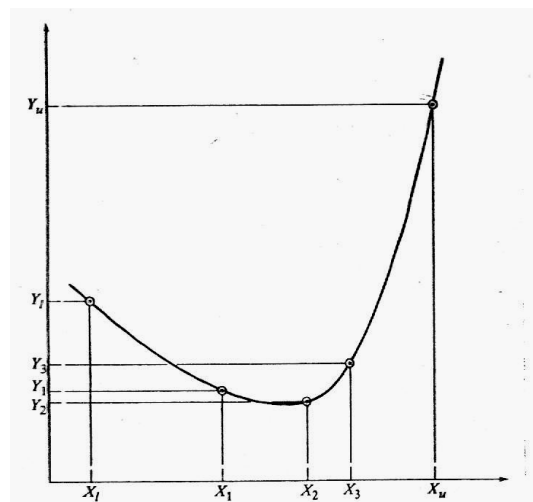


Figura 5.5: Representação gráfica do método da seção áurea.

Se o objetivo for o mínimo da função, como F é unimodal, x_1 ou x_2 formarão um novo limite. Aqui F_2 é menor do que F_1 , portanto x_1 constitui o novo limite superior. A partir daí toma-se um novo ponto x_3 , para o qual se avalia a função objetivo encontrando-se F_3 . Comparando-se F_2 e F_3 vê-se que F_3 é maior, e então x_3 substitui x_2 como limite superior. Ao se escolher o ponto x_3 pode-se tomar o segmento áureo transformando este procedimento no método da seção áurea. Para isto, a escolha dos pontos deve satisfazer às equações (5.24) e (5.25).

$$x_U - x_2 = x_1 - x_L \quad (5.24)$$

$$(x_1 - x_L) / (x_U - x_L) = (x_2 - x_1) / (x_U - x_1) \quad (5.25)$$

A boa convergência do método é conhecida e o procedimento é de fácil programação. O método é confiável para problemas mal condicionados, porém seus atrativos são conseguidos com o compromisso de muitas avaliações na função objetivo.

5.6 – Problemas com restrições

As técnicas clássicas de otimização podem ser utilizadas na resolução de problemas com restrições. A idéia básica dos métodos utilizados para este fim é criar uma função pseudo-objetivo composta da função objetivo original somada a uma função de penalidade (Vanderplaats, 1984). Desta forma, sempre que a busca pelo ótimo se aproximar, ou mesmo violar uma restrição, o valor global da função pseudo-objetivo é aumentado em função da penalidade imposta. Na equação (5.26) $f(\mathbf{X})$ é a função objetivo original, $P(\mathbf{X})$ é a função de penalidade e o valor r_p representa um multiplicador que determina o peso da penalidade aplicada.

$$\phi(\mathbf{X}, r_p) = f(\mathbf{X}) + r_p \cdot P(\mathbf{X}) \quad (5.26)$$

Para o correto entendimento do conceito de penalidade, é importante também definir os seguintes conceitos, ilustrados na figura 5.6:

Região Viável: É a região do espaço de projeto onde nenhuma restrição imposta é violada.