

Região Usável: É a região do espaço de projeto que proporciona redução do valor da função objetivo a partir do projeto atual.

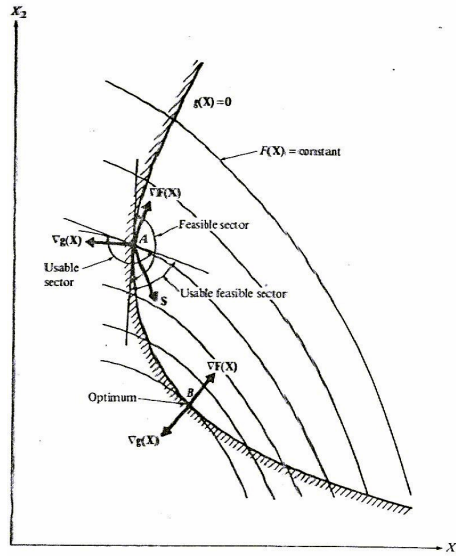


Figura 5.6: Ilustração das regiões viável e usável dentro de um espaço de projeto com duas variáveis.

Geralmente os métodos de penalidade levam a um mau condicionamento numérico do problema de otimização que pode ser contornado através do uso do método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado, abordado no final desta seção.

5.6.1 – Método da Função de Penalidade Exterior

O método da penalidade exterior penaliza a função objetivo apenas quando as restrições são violadas.

Segundo este método, a função de penalidade $P(\mathbf{X})$ é dada por:

$$P(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^m \{\max[0, g_j(\mathbf{X})]\}^2 + \sum_{k=1}^m [h_k(\mathbf{X})]^2 \quad (5.27)$$

Na equação (5.27) pode-se notar que nenhuma penalidade é imposta se todas as restrições são obedecidas (todas $g_j(\mathbf{X}) \leq 0$ e todas $h_k(\mathbf{X}) = 0$). Porém quando uma ou mais restrições são violadas, o quadrado desta restrição é imposto à função de penalidade. O motivo de se usar a violação ao quadrado é que dessa forma a inclinação é nula para a penalidade na fronteira, assegurando assim que a inclinação da função-objetivo seja contínua. A segunda derivada porém, não é contínua na fronteira da restrição, o que pode gerar mau condicionamento numérico durante o processo de busca pelo ótimo.

Se um pequeno valor de r_p for usado, o ótimo da função $\phi(\mathbf{X}, r_p)$ é encontrado facilmente, mas pode haver grandes violações de restrições. Um grande valor de r_p , no entanto, assegura o respeito quase que total a todas as restrições, mas o condicionamento numérico do problema pode ficar comprometido. Tal fato é geralmente tido como uma desvantagem do método, pois se o processo é abortado precocemente, o projeto pode não ser viável. A situação desejável é que se o processo de otimização for interrompido precocemente a solução encontrada seja, ao menos viável, mesmo que não seja um extremo da função.

5.6.2 – Método da Função de Penalidade Interior

Através deste método, a função objetivo fica penalizada quando a solução se aproxima de uma ou mais restrições, mas violações de restrição nunca são permitidas.

A função de penalidade fica:

$$P(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^m \frac{-1}{g_j(\mathbf{X})} \quad (5.28)$$

Fazendo uso da equação (5.28) e incluindo as restrições de igualdade através da função de penalidade exterior da equação (5.27) tem-se:

$$\phi(\mathbf{X}, r'_p, r_p) = f(\mathbf{X}) + r'_p \sum_{j=1}^m \frac{-1}{g_j(\mathbf{X})} + r_p \sum_{k=1}^l [h_k(\mathbf{X})]^2 \quad (5.29)$$

O último termo da equação (5.29) é a penalidade exterior, mostrada anteriormente, pois deseja-se que o termo $h_k(\mathbf{X})$ seja nulo. Neste método o escalar r_p possui a mesma definição dada para o método da função de penalidade exterior, sendo que $f(\mathbf{X})$ é a função objetivo.

O método da função de penalidade interior possui a vantagem de sempre produzir projetos dentro da região viável, porém apresenta dificuldade em lidar com as descontinuidades da função pseudo-objetivo nas proximidades das restrições.

5.6.3 – Método da Função de Penalidade Interior Estendida

Este método procura aproveitar as vantagens citadas nos dois métodos anteriores, ou seja, a velocidade de convergência do método da penalidade exterior e o respeito às restrições do método da penalidade interior. No caso deste método, a função de penalidade pode ter uma abordagem linear ou quadrática.

A função pseudo-objetivo assume a seguinte forma:

$$P(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^m \tilde{g}_j(\mathbf{X}) \quad (5.30)$$

onde:

a) Função de penalidade estendida linear:

$$\tilde{g}_i(\mathbf{X}) = - \frac{1}{\tilde{g}_j(\mathbf{X})} \quad \text{se } g_j(\mathbf{X}) \leq \varepsilon \quad (5.31)$$

$$\tilde{g}_i(\mathbf{X}) = \frac{-2\varepsilon - \tilde{g}_j(\mathbf{X})}{\varepsilon^2} \quad \text{se } g_j(\mathbf{X}) > \varepsilon \quad (5.32)$$

O termo ε possui valor negativo e pequeno que marca a transição da penalidade interior dada pela equação (5.31) para a penalidade estendida da equação (5.32).

b) Função de penalidade estendida com abordagem quadrática:

$$\tilde{g}_i(\mathbf{X}) = \frac{-1}{\tilde{g}_j(\mathbf{X})} \quad \text{se } g_j(\mathbf{X}) \leq \varepsilon \quad (5.33)$$

$$\tilde{g}_i(\mathbf{X}) = \frac{g_j(\mathbf{X})}{\varepsilon} \left\{ \left[\frac{g_j(\mathbf{X})}{\varepsilon} \right]^2 - 3 \left[\frac{g_j(\mathbf{X})}{\varepsilon} \right] + 3 \right\} \quad \text{se } g_j(\mathbf{X}) \geq \varepsilon \quad (5.34)$$

Segundo Vanderplaats (1984), este é o método que fornece melhores resultados quando se faz otimização irrestrita a partir de métodos de segunda ordem. O preço pago no entanto é que a função pseudo-objetivo tem sua não linearidade aumentada.

Uma das escolhas mais árduas ao se usar os métodos de penalidade é a escolha dos parâmetros iniciais r_p e r_p' . Tal escolha depende do problema estudado e possui enorme peso na eficiência do processo de busca pelo extremo da função.

5.6.4 – Método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado

O princípio deste método é diminuir a vulnerabilidade do algoritmo à escolha dos parâmetros que determinam o peso da penalidade. Este método consegue tal façanha atualizando os valores destes parâmetros durante o processo de otimização.

Para restrições de igualdade fica:

Minimizar $f(\mathbf{X})$ sujeita a:

$$h_k(\mathbf{X}) = 0 \quad k = 1, l \quad (5.35)$$

Cria-se um Lagrangeano na forma:

$$L(\mathbf{X}, \lambda) = f(\mathbf{X}) + \sum_{k=1}^l \lambda_k h_k(\mathbf{X}) \quad (5.36)$$

A função pseudo objetivo fica:

$$A(\mathbf{X}, \lambda, r_p) = f(\mathbf{X}) + \sum_{k=1}^l \{ \lambda_k h_k(\mathbf{X}) + r_p [h_k(\mathbf{X})]^2 \} \quad (5.37)$$

A função (5.37) é chamada de Lagrangeano Aumentado e possui características interessantes. Se todos $\lambda_k=0$, a equação fica reduzida ao método clássico de penalidade exterior. No caso com restrições de igualdade, resolve-se o problema de otimização seqüencialmente aumentando-se o valor de r_p .

Para restrições de desigualdade, o problema de otimização fica assim colocado:

Minimizar $f(\mathbf{X})$ sujeita a:

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad j = 1, m \quad (5.38)$$

Numa primeira etapa de implementação, as restrições de desigualdade são transformadas em restrições de igualdade equivalentes através da adição das chamadas variáveis de folga, conforme mostrado na equação (5.39)

$$g_j(\mathbf{X}) + Z_j^2 = 0 \quad j=1, m \quad (5.39)$$

Agora com o problema formulado na forma de restrições de igualdade, o Lagrangeano pode ser escrito nos moldes das equações (5.36) e (5.37), dando origem à função pseudo objetivo da equação (5.40).

$$A(\mathbf{X}, \lambda, Z, r_p) = f(\mathbf{X}) + \sum_{j=1}^m \{ \lambda_k (g_j(\mathbf{X}) + Z_j^2) + r_p [g_j(\mathbf{X})^2 + Z_j^2] \} \quad (5.40)$$

5.7 - Métodos especiais de otimização utilizados pelo software comercial GENESIS®

Os programas DOT e BIGDOT são usados como otimizadores pelo programa GENESIS®. Estes pacotes utilizam o método da programação seqüencial quadrática (The Sequential Quadratic Programming Method). Tais otimizadores, no programa GENESIS®, se enquadram em maneiras especiais de se otimizar ou os chamados métodos especiais.

Segundo os arquivos de ajuda destes programas, o conceito usado nos métodos especiais de otimização envolvem a resolução do problema estrutural sem o grande número de cálculos que uma análise completa em elementos finitos necessitaria quando simplesmente se acopla um otimizador a um programa de elementos finitos.

Ressalta ainda que apesar de usar simplificações, algumas características de uma análise completa são mantidas conseguindo, desta maneira, o mesmo projeto que seria obtido ao se usar uma análise de elementos finitos diretamente durante o processo de otimização.

O processo de otimização básica contido no GENESIS® pode ser resumido em 10 passos:

1. Pre-processar todos os dados de entrada e todas as operações não repetitivas (verifica se os dados estão corretos, cria tabelas internas e organiza o fluxo do programa).
2. Realizar a análise em elementos finitos detalhada para o projeto proposto inicialmente. Avalia o objetivo do projeto e todas as restrições.
3. Varrer todas as restrições e mantém apenas aquelas que são mais críticas ou próximas de se tornarem críticas para considerações futuras. Tipicamente, apenas entre $2n$ e $3n$ restrições são mantidas, onde n é o número de variáveis independentes de projeto.
4. Realizar a análise de sensibilidade (cálculo de gradientes) para as respostas incluindo a função objetivo e as restrições mantidas.
5. Organizar uma aproximação de alta qualidade para o problema original e o resolve usando o otimizador DOT ou BIGDOT.

6. Se nenhuma melhoria no projeto é possível, terminar. Esta é chamada de “soft convergence”.

7. Assumindo que as variáveis de projeto mudaram, realimentar os dados da análise e realiza uma análise detalhada em elementos finitos para este novo projeto proposto.

8. Avaliar a função objetivo e todas as restrições.

9. Se o projeto não melhora e todas as restrições estão satisfeitas dentro de uma dada tolerância, terminar. Esta é chamada “hard convergence.”

10. Se progresso está ainda sendo feito em direção ao ótimo, termina um ciclo de projeto e o programa retorna ao passo três desta lista.

CAPÍTULO 6

ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo será feita a descrição e caracterização do veículo usado como referência para este estudo. As etapas da desmontagem do veículo bem como as medições associadas à rigidez torcional e flexional, análise modal do chassi, medição da massa e espessuras serão detalhadamente ilustradas.

6.1 - Descrição do veículo de referência

Para efeito de referência neste estudo foi escolhido, como objeto de análise, um veículo de uso misto Troller T4. Este veículo fabricado no Brasil é líder em competições nacionais e internacionais em sua categoria em função de seu ótimo desempenho. Durante os testes, o veículo foi completamente desmontado de forma que sua estrutura ficasse exposta e livre para as medições necessárias.

Os ensaios realizados tiveram como objetivo medir a rigidez do chassi à torção e flexão, fazer sua análise modal, medir a sua massa e espessuras dos perfis que compõem as longarinas e travessas. A desmontagem também permitiu a definição da geometria do chassi, visando a construção dos modelos em elementos finitos. Na figura 6.1, tem-se o veículo Troller T4 antes de sua desmontagem.



Figura 6.1: Veículo em estudo antes da desmontagem para os ensaios.

A seguir, alguns dados da ficha técnica com as especificações do veículo analisado são citados:

- a) Motor - MWM 2.8 L Turbo Intercooler com, quatro Cilindros em Linha, montado longitudinalmente na dianteira do veículo. Cilindrada de 2800 cm³, movido a diesel e alimentado por bomba injetora. Potência máxima de 114,25 cv a 3.200 rpm e torque máximo de 32,7 Nm a 1.800 rpm. Diâmetro dos cilindros de 193 mm e curso dos pistões de 103 mm. Taxa de compressão de 19,0 : 1.
- b) Transmissão - Câmbio manual de alto desempenho com 5 marchas sincronizadas à frente e uma a ré. Relação das marchas: 4,079:1 ; 2,289:1 ; 1,472:1 ; 1,000:1 ; 0,809:1 ; Ré - 3,676:1 ; Diferenciais - 4,09 : 1. Caixa de transferência central com redução de 2,48 : 1 com acionamento elétrico. Embreagem monodisco a seco selada e com acionamento hidráulico.
- c) Suspensão - Eixo dianteiro rígido com diferencial deslocado e bloqueio nas rodas, semi-eixos flutuantes com juntas homocinéticas robustas, molas helicoidais e amortecedores hidráulicos telescópicos, braços de controle longitudinais e barra panhard. Eixo traseiro rígido com diferencial central com sistema auto-blocante, semi-eixos flutuantes, molas helicoidais e amortecedores hidráulicos telescópicos, braços de controle longitudinais e barra panhard.
- d) Freios e direção - Freio a disco nas 4 rodas, sendo ventilado na dianteira e sólido na traseira. Direção hidráulica com esferas recirculantes.
- e) Dimensões - Dimensões principais: Distância entre eixos: 2.405 mm, largura: 1.850 mm, comprimento total: 3.940 mm e altura: 1.880 mm. Rodas e pneus: Rodas em alumínio nas medidas 15"x 7" e pneus P255/75R15.
- f) Carroceria - Carroceria em resina poliéster reforçada com fibra de vidro. Capota removível rígida e integral.
- g) Capacidades - Capacidade de carga: 420 Kg. Número de passageiros: 5. Carga máxima rebocável: 1.320 Kg (com freio) e 650 Kg (sem freio). Tanque de combustível: 72 litros. Ângulos: Entrada: 56°, saída: 47°, rampa máxima : 47°. Terreno: Altura livre do solo: 21,5 mm, inclinação lateral máxima: 45° e profundidade máxima para travessia de água sem snorkel: 800 mm.

Na figura 6.2 tem-se uma das plaquetas de identificação do veículo em estudo.

TROLLER		Ipiranga	
EQUIPAMENTO	LUBRIFICANTE IPIRANGA RECOMENDADO	ESPECIFICAÇÃO	CAPACIDADE
Motor Diesel MWM Sprint 4.07 TCA	F1 Master 4x4 (Tecnologia Sintética) Brutus Alta Performance Brutus T5	SAE 15W 50 API CG-4 SAE 15W 40 API CH-4 SAE 15W 40 API CG-4	7,0 Litros (8,0 Litros c/ troca de filtro)
Caixa de Marcha Eaton 2305 B	Isafluído 561	SAE 80W 90 API GL 3 *	3,5 Litros
Caixa de Transferência Borg Warner 4408	Isamatic 3	ATF Dexron III	1,5 Litros
Direção Hidráulica ZF	Isamatic 3	ATF Dexron III	1,0 Litro
Diferencial Dianteiro Dana 44	Ipirgerol SP 85W 140	SAE 85W 140 API GL 5	1,6 Litros
Diferencial Traseiro Auto Bloqueante Dana 44	Ipirgerol SP 85W 140 LS	SAE 85W 140 API GL 5	1,6 Litros
Embreagem Hidráulica TRW	Fluido Super Premium Ipiranga	DOT 4	0,8 Litro
Sistema de Freios	Fluido Super Premium Ipiranga	DOT 4	0,8 Litro
Sist. de Arrefecimento	Aditivo p/ Radiador Ipiranga	Monoetileno-Glicol	8,0 Litros*
Cardans Diante./Tras. Dana - Albarus**	Litholine EP-2	Graxa NLGI 2	0,2 Kilo

* 4,0 Litros de aditivo mais 4,0 litros de água desmineralizada.
** Para cubos de roda, utilizar graxa de lítio com Extrema Pressão (Litholine EP-2)

Figura 6.2: Plaqueta de níveis do veículo em estudo.

6.2 - Separação da carroceria completa do chassis

A primeira etapa da desmontagem consistiu do desligamento da parte elétrica do veículo. Este desligamento é caracterizado pela separação dos conectores dos componentes e/ou chicotes elétricos, descritos a seguir:

1. Bateria (positivo e negativo);
2. Faróis direito e esquerdo;
3. Bóia do tanque de combustível;
4. Lanternas traseiras;
5. Faróis de neblina;
6. Chicote da capota;
7. Acionamento da tração 4x4 (caixa de redução/transferência);
8. Chicote principal;
9. Buzina;
10. Motor de partida;
11. Sensor de luz de freio;
12. Sensor de nível de fluído de freio;

13. Indicador de freio de mão puxado;
14. Chave de luz de marcha a ré;
15. Acendedor de cigarros;
16. Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento;
17. Sensor de temperatura do lubrificante do motor;
18. Embreagem de acionamento do compressor do ar condicionado;
19. Ventoinha do conjunto de radiadores (radiador, condensador e intercooler);
20. Solenóide da tubulação de água do aquecedor de ar;
21. Alternador;
22. Iluminação da placa traseira;

As figuras 6.3 e 6.4, ilustram alguns dos componentes da parte elétrica do veículo em estudo:

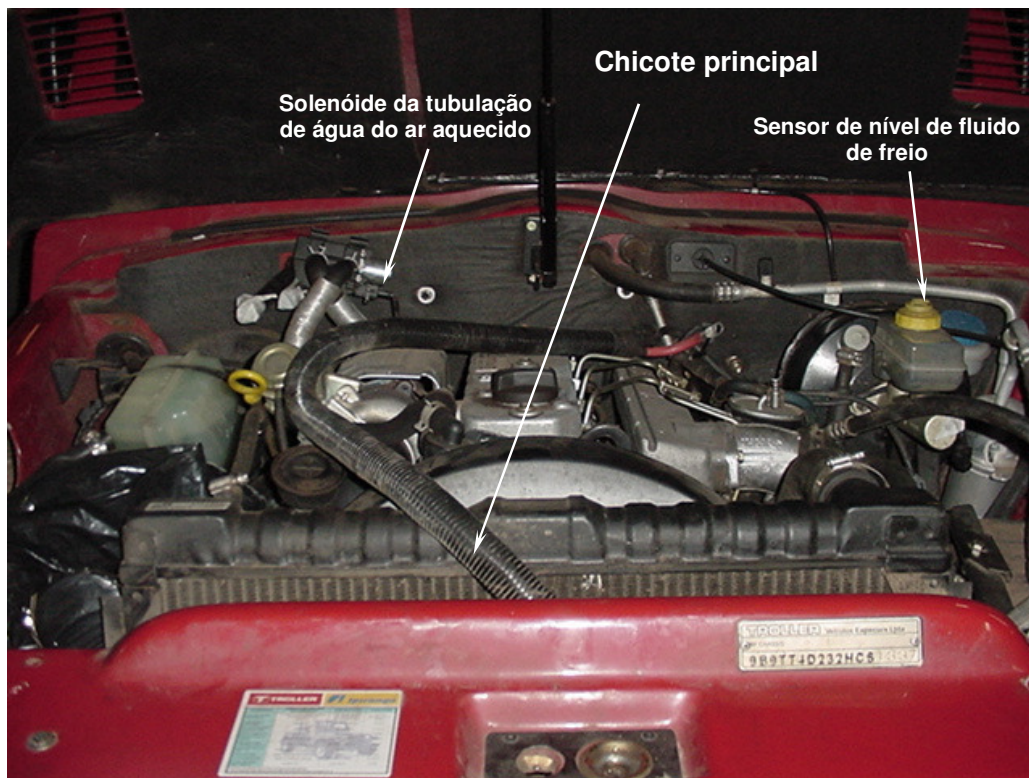


Figura 6.3: Exemplos de componentes elétricos localizados na dianteira do veículo.

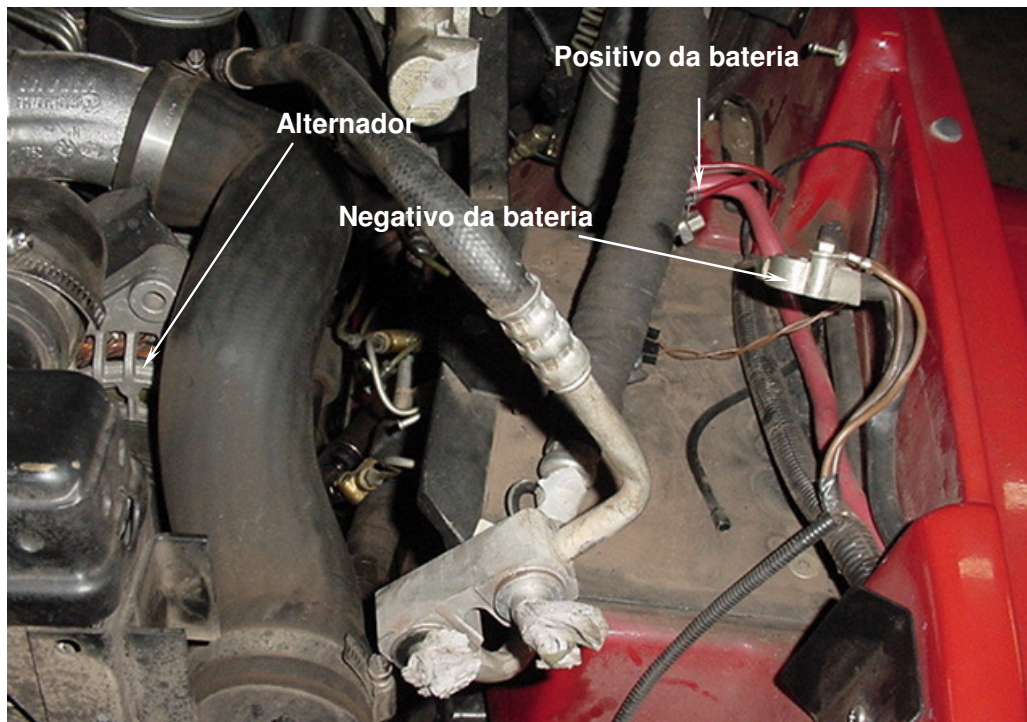


Figura 6.4: Cabos positivo e negativo da bateria e alternador;

Após o desligamento da parte elétrica do veículo, foi dado início à desmontagem da fixação de componentes e acessórios que estabelecem a vinculação entre o chassi e a carroceria. Esta estratégia teve como objetivo preservar a carroceria completa para efeito de medições de massa, posição do centro de gravidade e momentos de inércia de massa, informações estas requeridas por outro trabalho de pesquisa.

A seguir estão enumerados os componentes, sistemas, tubulações e acessórios que vinculam a carroceria ao chassi:

1. Filtro de ar e seu alojamento;
2. Reservatório do líquido de refrigeração;
3. Suporte do macaco hidráulico;
4. Tubulação dos freios dianteiros;
5. Tubulação dos freios traseiros;
6. Tubulação do cilindro mestre;
7. Tubulação do ar condicionado;
8. Caixa de direção;

9. Coluna de direção;
10. Tubulação de água do aquecedor de ar;
11. Cabo de acionamento da bomba injetora (cabo do acelerador);
12. Cabo de acionamento da abertura do capô;
13. Duto da tampa do tanque de combustível;
14. Respiro do eixo dianteiro;
15. Respiro do eixo traseiro;
16. Respiro do tanque de combustível;
17. Respiro da caixa de redução/transferência;
18. Respiro do cárter do motor;
19. Respiro do câmbio;
20. Suporte dos respiros;
21. Suportes superiores do radiador;
22. Proteções do radiador;
23. Cabos de aço (segurança do cardã traseiro);
24. Pára-choques dianteiro;
25. Acionamento da embreagem hidráulica;
26. Cabo de acionamento do freio de estacionamento;
27. Alavanca do câmbio;
28. Coxins da carroceria (8 unidades);

Ao desconectar as tubulações do ar condicionado tomou-se o cuidado de tapar os pontos de desconexão para evitar a contaminação do sistema por partículas estranhas que poderiam provocar danos ao compressor.

As figuras 6.5, 6.6 e 6.7 ilustram alguns dos componentes que mantinham a carroceria presa ao chassis.



Figura 6.5: Retirada do reservatório do líquido arrefecedor de seu suporte e desconexão das tubulações de água do aquecedor de ar.



Figura 6.6: Tubulação de fluido do freio dianteiro direito desconectada.



Figura 6.7: Pára-choques dianteiro retirado do veículo.

Desconectados todos os componentes e acessórios que mantinham o chassi preso à carroceria, foi dado início à sua remoção. Para facilitar a sua elevação, foram removidos os seguintes componentes da carroceria:

1. assento do motorista e passageiro;
2. console central;
3. assento traseiro dos passageiros;
4. pneu estepe;
5. capota rígida;

Para a remoção da carroceria, foi utilizada uma talha com capacidade para 2 toneladas, presa na estrutura metálica do telhado do galpão de trabalho. Como pontos de ancoragem na carroceria, foram escolhidos os furos de fixação dos assentos dianteiros do motorista e passageiro. Tais pontos foram escolhidos após verificar que estes atravessavam a estrutura de metal interna à fibra da carroceria, proporcionando segurança para sua elevação através da talha. Na figura 6.8, tem-se a fixação da talha à estrutura metálica do galpão. Na figura 6.9, tem-se a ancoragem do gancho da talha na carroceria. Na figura 6.10, tem-se a carroceria já separada do chassi.



Figura 6.8: Fixação da Talha à estrutura metálica do galpão.



Figura 6.9: Montagem para separação da carroceria do chassi.



Figura 6.10: Carroceria separada do chassi e pronta para inspeção.

Neste ponto do procedimento de desmontagem foi feita uma parada para verificar se não havia nenhum componente ou acessório que ainda mantinha o chassi e a carroceria unidos. A figura 6.11 ilustra esta inspeção.

Durante a inspeção, foram também desconectados o respiro e a ligação elétrica da bóia do tanque de combustível. Tais itens não foram removidos previamente em função do seu difícil acesso. Eles se localizam sobre o tanque de combustível que fica praticamente encostado no assoalho da carroceria.



Figura 6.11: Inspeção antes da retirada da carroceria.

Terminada a inspeção, a carroceria foi elevada e o chassi deslocado para a frente. Em seguida, a carroceria foi cuidadosamente descida até o solo e apoiada sobre suportes de madeira, figura 6.12. Na Figura 6.13, tem-se o chassi e ao fundo a carroceria.

Ao final desta etapa, a carroceria foi novamente erguida e colocada sobre um carrinho para permitir seu deslocamento com segurança, figura 6.14.

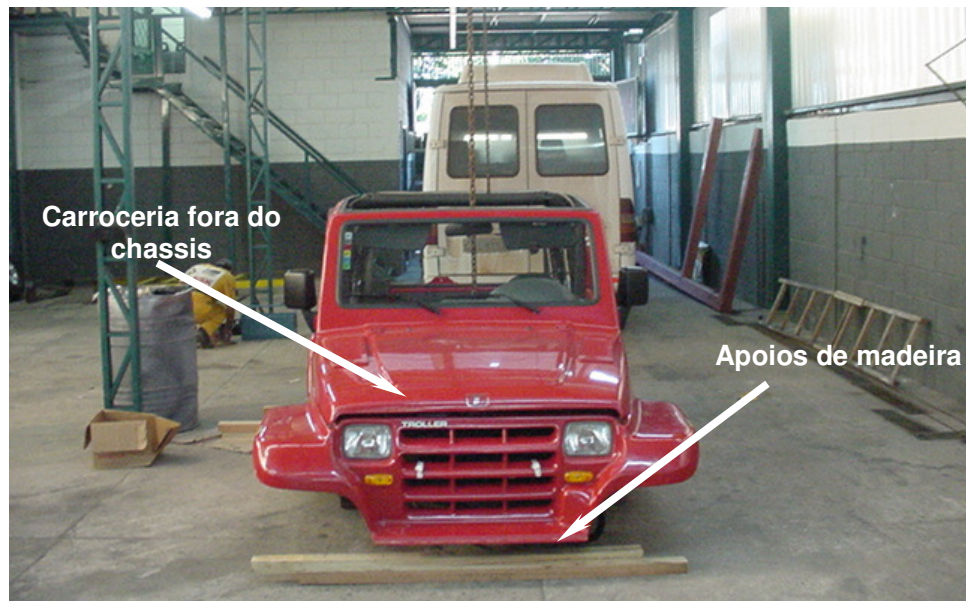


Figura 6.12: Carroceria colocada sobre apoios de madeira.

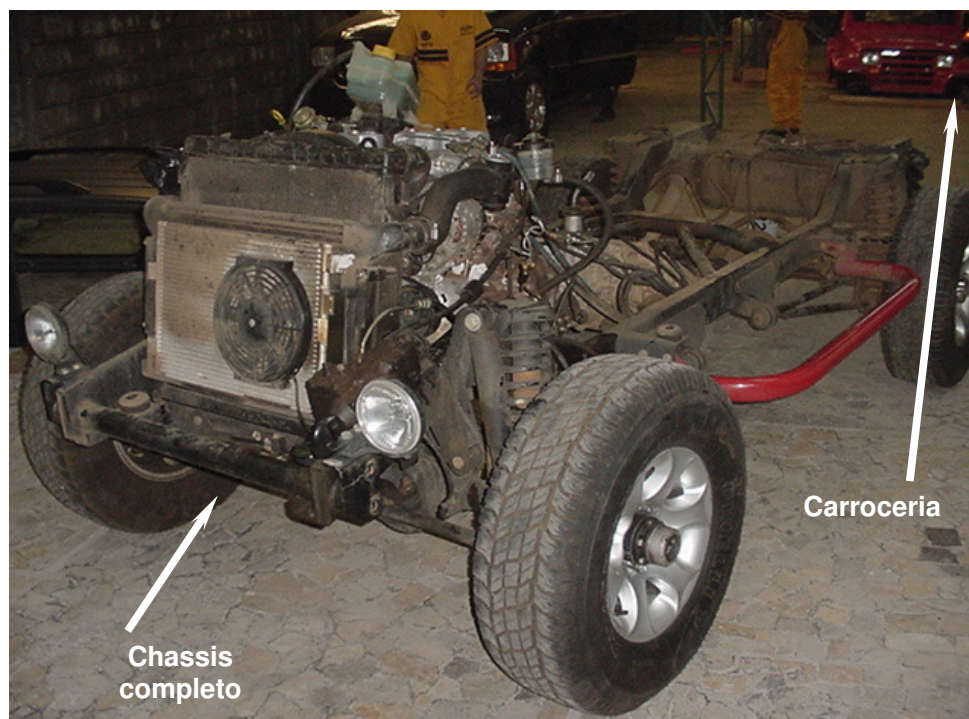


Figura 6.13: Chassis completo separado da carroceria mostrada ao fundo.



Figura 6.14: Carroceria depositada sobre um carrinho para facilitar a sua movimentação.

6.3 - Retirada do conjunto propulsor e eixos

Durante a retirada do conjunto propulsor e dos eixos, também houve a preocupação de manter os conjuntos completos para permitir posteriores medições de massa e inércia. O trem de força do veículo é composto pelo motor, câmbio, caixa de transferência, cardãs dianteiro e traseiro e pelos eixos.

De acordo com a seqüência estabelecida, motor, câmbio e caixa de transferência foram retirados primeiro e como um conjunto. Depois foi retirado o eixo traseiro e, por fim, o eixo dianteiro.

Para a retirada do primeiro conjunto (motor, câmbio e caixa de transferência), foram desconectados e desmontados os seguintes componentes que fazem a sua vinculação ao chassi:

1. radiador e suas mangueiras;
2. intercooler e suas mangueiras;
3. condensador do ar condicionado;
4. tubo do escapamento e seu abafador;
5. pivô da direção;
6. mangueiras de entrada e retorno de combustível do tanque;

7. eixos cardã dianteiro e traseiro;
8. tanque de combustível;
9. conexão terra do motor (parte elétrica);
10. mangueiras dos respiros (6 no total);
11. tubos do circuito hidráulico dos freios dianteiros e traseiros;
12. coxins do motor;
13. coxins central e traseiro da caixa de transferência;

N figura 6.15, tem-se o cardã traseiro livre do eixo, as mangueiras dos respiros e do combustível, os tubos do circuito hidráulico dos freios traseiros, bem como a caixa de transferência e o tanque de combustível. Na figura 6.16, tem-se o câmbio bem como o cardã dianteiro, já livre do eixo. Na figura 6.17, tem-se o coxim direito do motor responsável por manter o conjunto propulsor preso ao chassi, e o seu fio terra.

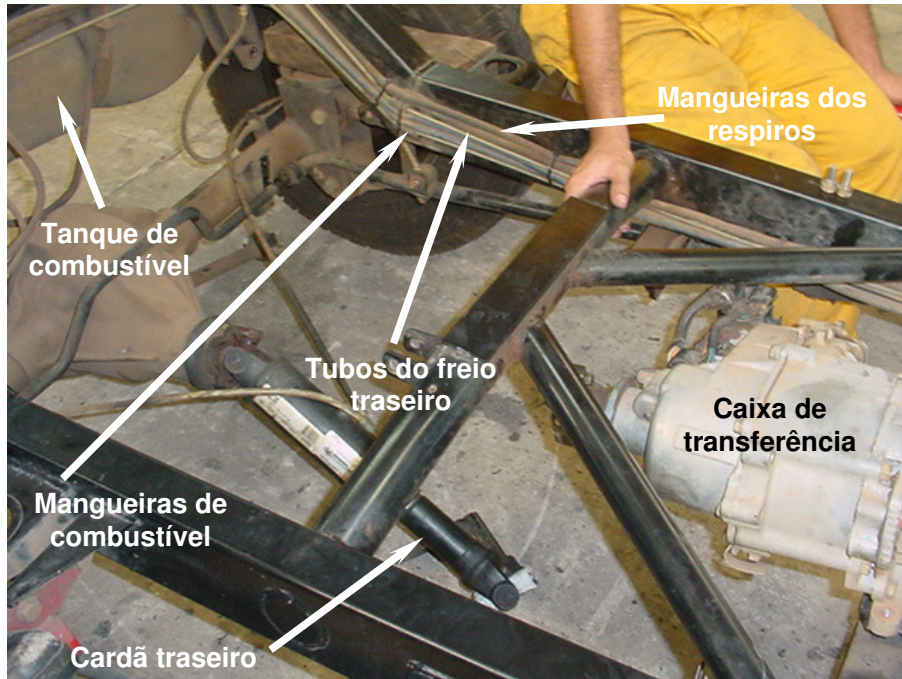


Figura 6.15: Separação do cardã traseiro do conjunto propulsor.

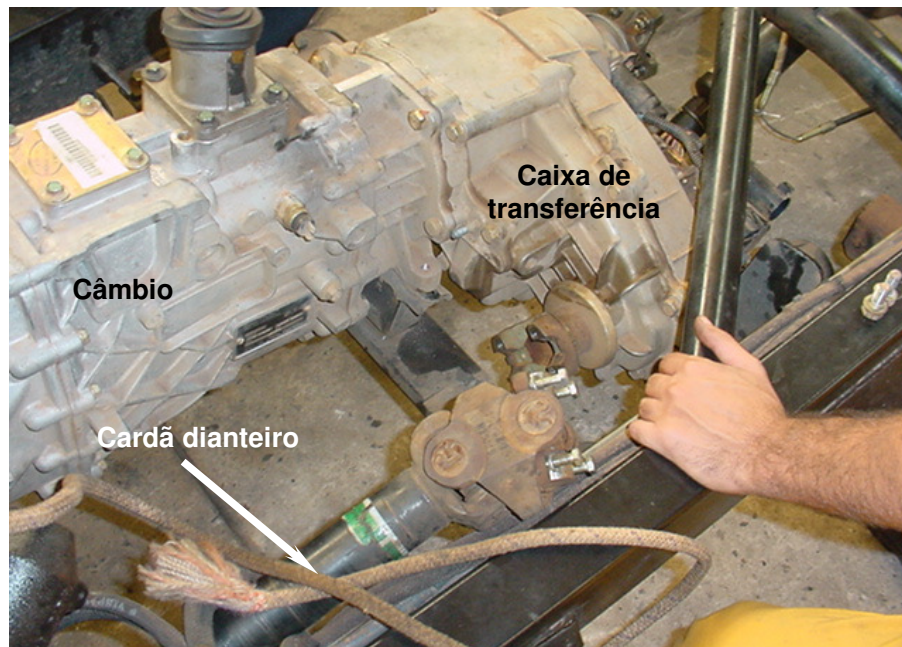


Figura 6.16: Separação do cardã dianteiro do conjunto propulsor.

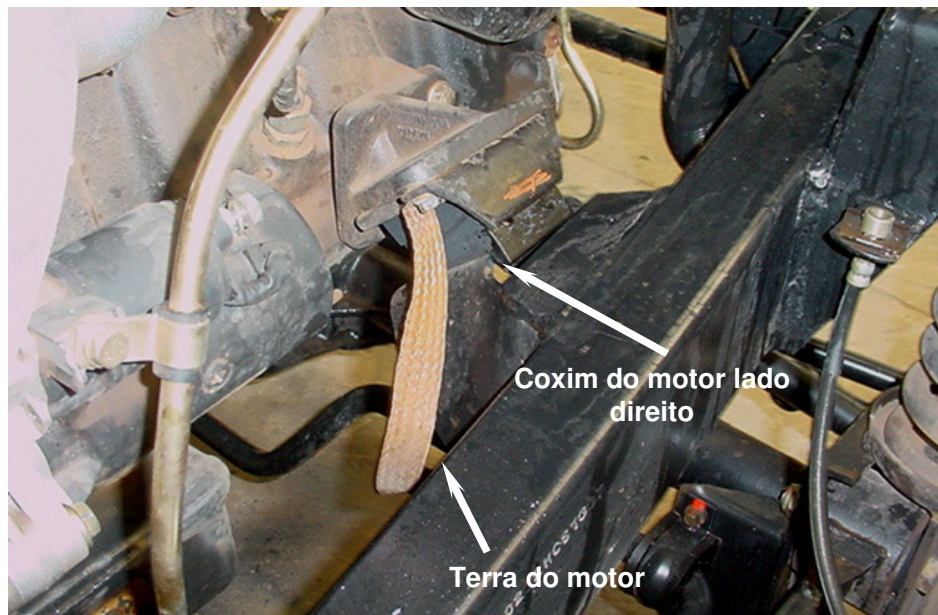
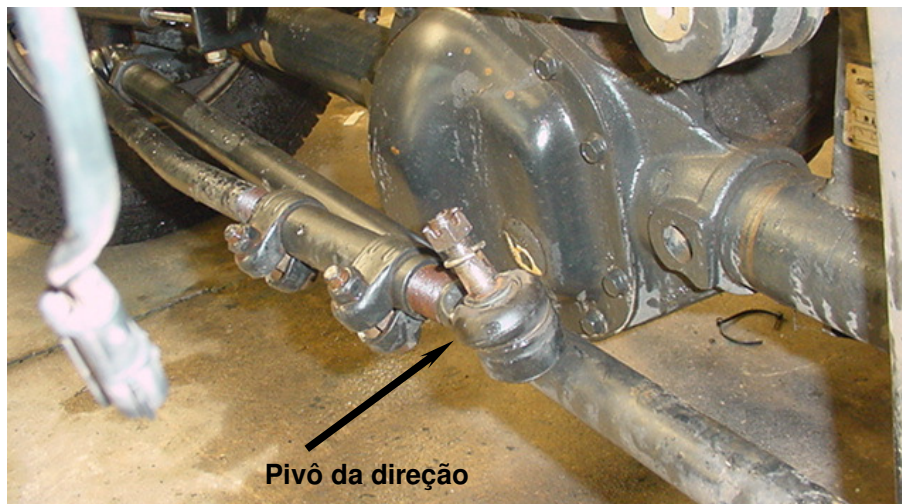


Figura 6.17: Terra do motor (parte elétrica)

Durante a desmontagem, optou-se por não desconectar a caixa de direção de suas mangueiras. Assim evitou-se a perda de fluido e conseqüente contaminação do sistema. A caixa de direção foi presa ao conjunto propulsor e retirada junto com ele.

Na figura 6.18, tem-se o pivô da direção já desconectado do braço “pitman”. Como se trata de um encaixe cônico foi usado um saca polia para não se danificar o pivô.

Na figura 6.19, tem-se os pontos de ancoragem que foram usados para a elevação do conjunto propulsor. Todos os componentes soltos foram, de alguma maneira, fixados para sua segurança.



6.18: Pivô da direção já livre do braço pitman.

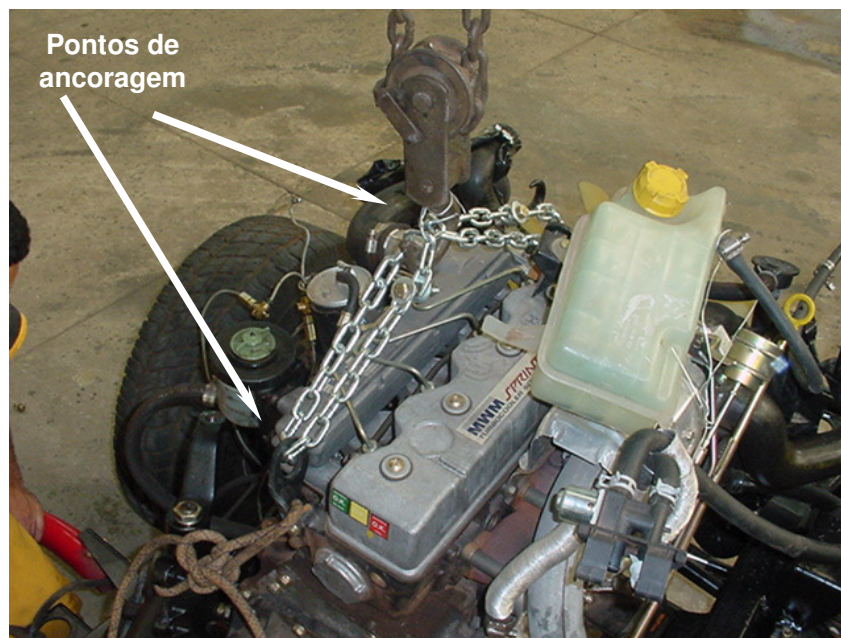


Figura 6.19: Conjunto propulsor já ancorado e pronto para a retirada.

Para a retirada do conjunto propulsor foi novamente usada a talha com capacidade de 2 toneladas. O conjunto foi elevado e o chassis empurrado para a frente, como ilustra a figura 6.20.

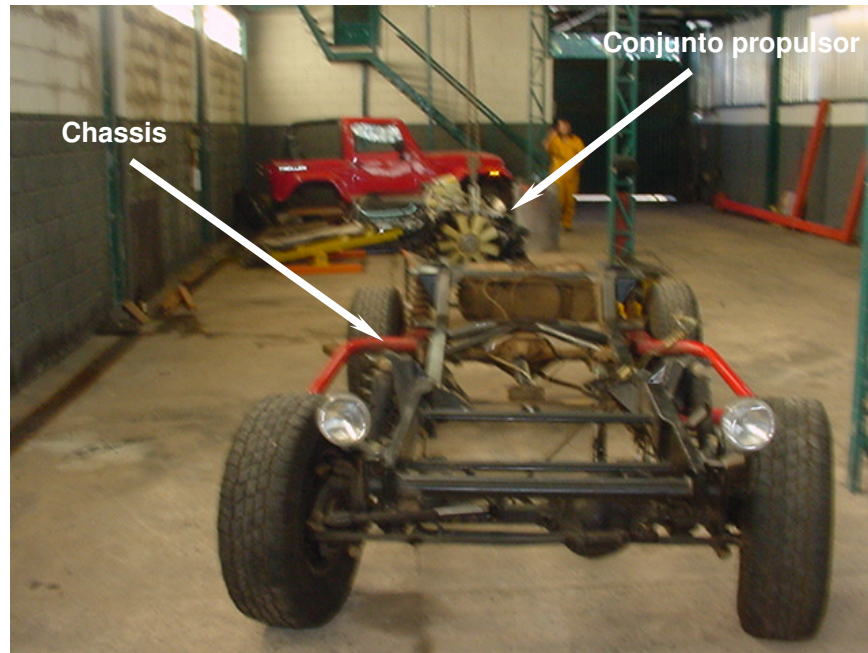


Figura 6.20: Chassis livre do conjunto propulsor.

Para garantir a segurança do conjunto propulsor retirado do veículo, foi construído um suporte metálico para permitir a sua acomodação. Ao ser colocado neste suporte, observou-se que a hélice do radiador ficou posicionada perigosamente próxima da estrutura do suporte, figura 6.21. Diante deste fato, a hélice foi retirada para prevenir a ocorrência de danos quando do deslocamento do motor em seu suporte. Na figura 6.22, tem-se o motor montado no suporte sem a hélice o com algumas proteções obstruindo as entradas das diversas mangueiras.

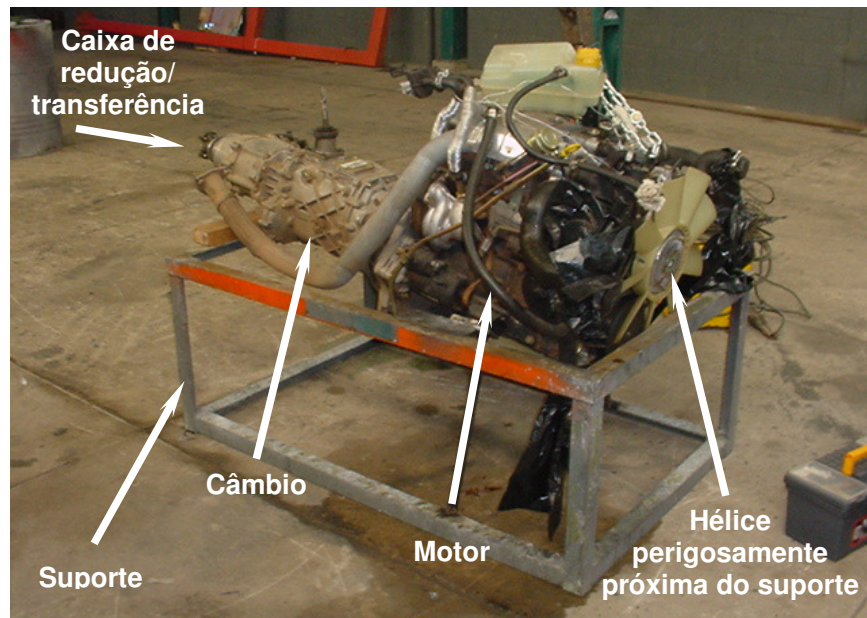


Figura 6.21: Conjunto propulsor apoiado em seu suporte.

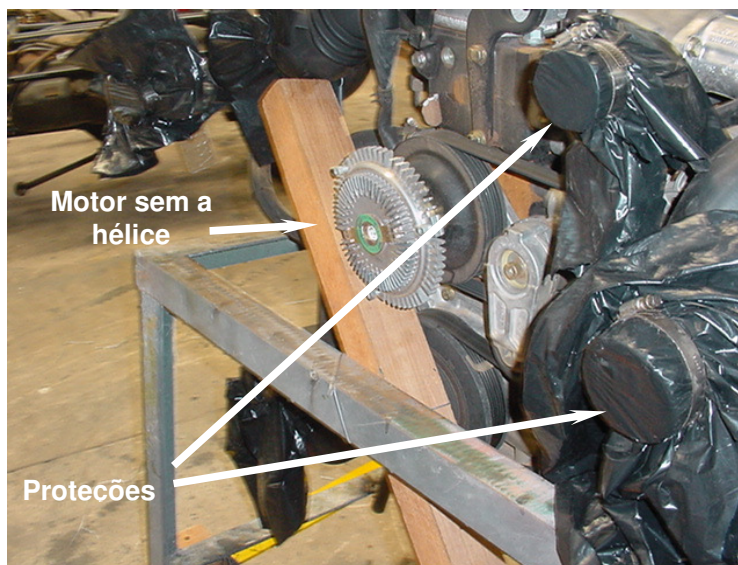


Figura 6.22: Motor sem a hélice do radiador e com as tubulações protegidas.

Retirado o conjunto propulsor, a desmontagem prosseguiu com a retirada dos eixos traseiro e dianteiro. Para serem separados do chassi, os pontos de conexão da suspensão do veículo precisaram ser removidos. A seguir é mostrada uma lista de componentes que foram desmontados nesta etapa:

1. barras “panhard” dianteira e traseira;
2. barras estabilizadoras dianteira e traseira;

3. amortecedores dianteiros e traseiros;
4. molas dianteiras e traseiras;
5. coxins dos braços de controle longitudinais dianteiros e traseiros.

De acordo com a geometria e a vinculação imposta pelo sistema de suspensão por eixo rígido do veículo, deve-se primeiro retirar os amortecedores, barra “panhard” e barra estabilizadora. Assim, torna-se possível a desmontagem das molas. Feito isto na dianteira e traseira, o chassi foi então apoiado sobre cavaletes para retirada dos eixos, figura 6.23.



Figura 6.23: Chassis apoiado em cavaletes e eixo traseiro já removido.

Após a retirada dos eixos, foram desmontados todos os acessórios que não fazem parte da estrutura do chassi. Dentre estes acessórios, destacam-se os estribos e os faróis de neblina, conforme ilustra a figura 6.24.



Figura 6.24: Retirada dos acessórios que não pertencem à estrutura do chassi.

Terminada a desmontagem dos acessórios, o chassi estava pronto para ser submetido aos ensaios experimentais. Na figura 6.25, tem-se o chassi em sua configuração final, após a desmontagem e retirada de todos os componentes do veículo.



Figura 6.25: Chassis livre e pronto para os ensaios.

6.4 - Ensaios experimentais relativos à medição da rigidez à torção

Conforme citado anteriormente, a rigidez torcional do chassis de um veículo afeta significativamente as suas características de manobrabilidade e dirigibilidade. É portanto um importante parâmetro a ser medido.

Muito esforço foi despendido para se prever a rigidez torcional de diferentes chassis usando o método dos elementos finitos. Para validar tais modelos computacionais, é necessário um método experimental para medir diretamente a rigidez torcional. Um teste típico consiste em torcer o chassis aplicando gradualmente um binário na sua dianteira enquanto a traseira é mantida fixa. Neste item, será descrito o procedimento experimental usado para a medição da rigidez torcional da estrutura do veículo em estudo.

Para a realização do teste foram utilizados 4 relógios comparadores, 3 cavaletes, 6 massas padrão, massas de lastro, uma célula de carga com seu indicador e um atuador hidráulico. A seguir é feita uma breve descrição de cada um destes instrumentos, bem como suas características e princípios de funcionamento.

Relógio comparador e base magnética - O relógio comparador é capaz de registrar deslocamentos da ordem de milésimos de milímetro. A figura 6.26 ilustra um dos relógios comparadores usados no experimento.



Figura 6.26: Relógio comparador.

Ele apresenta resolução de 0,001mm e sua faixa de medição é de 10mm. Antes de cada um dos ensaios, cada relógio foi zerado e certificado que nenhum deles

atingisse fim de curso durante a deformação da estrutura. A figura 6.27 ilustra um relógio comparador montado em sua base magnética.



Figura 6.27: Relógio comparador montado em sua base magnética.

Cavalete - Construídos em estrutura metálica, os cavaletes foram usados para definir as condições de contorno aplicadas à estrutura testada. Foi utilizado um total de 3 cavaletes, sendo 2 na parte traseira da estrutura e um na dianteira. Os cavaletes possuem regulagem de altura, permitindo que o chassi ficasse apoiado horizontalmente em relação ao solo. A figura 6.28 mostra um destes cavaletes.



Figura 6.28: Cavalete metálico com regulagem de altura.

Massas padrão - Construídas em ferro fundido e usadas para aplicar o carregamento externo no chassi durante os testes de torção e, posteriormente, flexão. Cada massa foi aferida e numerada para efeito de controle da carga aplicada à

estrutura. Os valores aferidos para cada massa padrão encontram-se em anexo. A figura 6.29 ilustra algumas das massas utilizadas.



Figura 6.29: Massas padrão numeradas.

Massas de lastro - As massas de lastro, mostradas na figura 6.30, foram utilizadas em conjunto com os cavaletes para definir as condições de contorno adequadas ao ensaio. Além de manter a traseira da estrutura fixa, serviram também para contrapor o momento da torção aplicado à dianteira.



Figura 6.30: Massas de lastro.

Célula de Carga - Foi utilizada uma célula de carga Kratos modelo MM, com capacidade para 500 Kgf. Esta célula de carga é do tipo resistiva, com extensômetros colados em seu interior. Quando a célula é solicitada ela se deforma, deformando também os extensômetros que tem sua resistência elétrica alterada.

Na figura 6.31, tem-se a célula de carga que foi usada em compressão. Antes de sua utilização, foi realizada uma calibração estática cujos resultados estão em anexo.



Figura 6.31: Célula de carga Kratos modelo MM.

Indicador de deformação Kratos - O indicador de deformação Kratos possui mostrador digital de 4 $\frac{1}{2}$ dígitos, sendo 2 $\frac{1}{2}$ dígitos utilizados para a parte inteira e os outros dois para a parte decimal. O indicador, mostrado na figura 6.32, possui uma placa de calibração para cada célula utilizada.

Este indicador mostra em seu visor, a quantidade relativa de carga aplicada em relação à carga máxima suportada pela célula. Ou seja, ele irá mostrar o valor 100,00 quando uma carga de 500Kgf for aplicada.



Figura 6.32: Indicador da célula de carga.

Atuador hidráulico - Foi utilizado um atuador hidráulico, da marca Macfort, com capacidade para 2 toneladas. Ele permitiu a aplicação de uma carga vertical, de baixo para cima, na estrutura analisada para compor o binário juntamente com as massas padrão. O atuador hidráulico está mostrado na figura 6.33.



Figura 6.33: Atuador hidráulico marca Macfort.

A figura 6.34 mostra um desenho esquemático geral do aparato experimental usado nas medições da rigidez torcional do chassis.

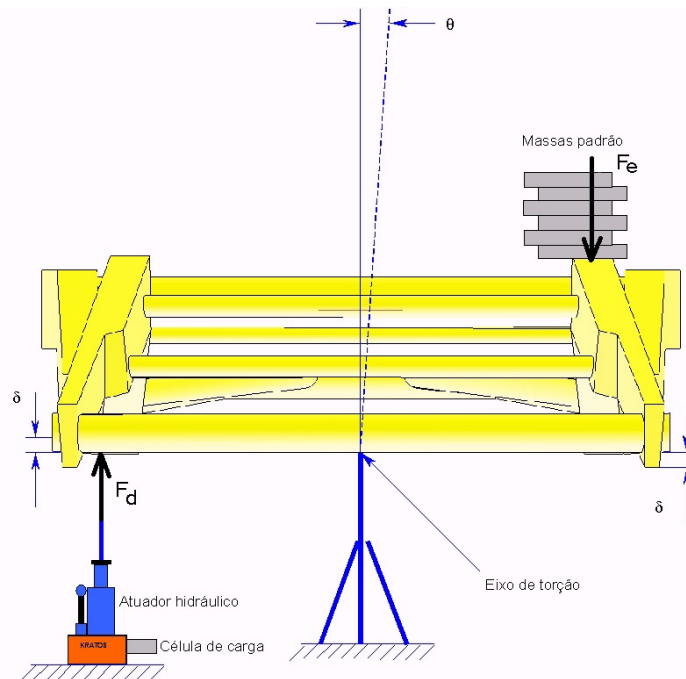


Figura 6.34: Esquema do aparato experimental usado na torção do chassi.

Uma vez que as excitações provenientes da pista solicitam a estrutura do veículo através das suspensões, a torção deve ser implementada na seção entre os eixos do veículo. Desta forma, o procedimento experimental consistiu em restringir os movimentos dos pontos de ancoragem da suspensão traseira e aplicar um binário a partir dos apoios da suspensão dianteira. De acordo com esta montagem, relógios comparadores foram usados para medir as deflexões verticais δ nas longarinas esquerda e direita, sendo que para pequenas deformações δ , o ângulo de torção é dado pela equação 6.1:

$$\theta = \frac{2\delta}{L} \quad (\text{radianos}) \quad (6.1)$$

onde L é a distância transversal ao chassi medida entre os relógios comparadores.

As forças, na dianteira direita e esquerda, representadas por F_d e F_e , são medidas, respectivamente, através da célula de carga Kratos, como mostrado na figura 6.34.

O torque aplicado é calculado através da equação 6.2,

$$T = \left(\frac{|F_d| + |F_e|}{2} \right) L_s \quad (6.2)$$

onde L_s é a distância transversal entre os pontos de aplicação das forças.

Uma estimativa da rigidez torcional global da estrutura, para esta condição de carregamento, pode ser calculada através da equação 6.3.

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6.3)$$

Na montagem experimental, os deslocamentos verticais nas longarinas foram medidos em 4 pontos nas extremidades (dianteira e traseira) do chassi. Esta decisão foi baseada nos aspectos descritos a seguir:

- Limitações físicas tornaram muito difícil posicionar os relógios comparadores na posição referente à seção dos suportes de mola da suspensão dianteira, em virtude da aplicação da carga nestes pontos.
- A travessa referente à posição dos suportes de mola da suspensão dianteira é muito fina, e a sustentação pontual do peso do chassi associado ao carregamento imposto poderia danificar a estrutura.
- Apesar do momento estar sendo aplicado na região entre eixos do chassi, as partes da estrutura localizadas à frente do eixo dianteiro e atrás do eixo traseiro também exercem influência na rigidez global da estrutura. Além disto, a carroceria do veículo analisado apresentava oito pontos de fixação sobre o chassi, sendo quatro deles localizados nestas regiões. Desta forma, a deflexão das extremidades do chassi contribui de forma importante para a excitação da carroceria.

Com os relógios comparadores posicionados nas extremidades do chassi, o parâmetro associado à sua rigidez torcional K , calculado pela equação (6.3), teve como argumento um ângulo $\theta = \theta_f - \theta_t$, sendo θ_f a torção da estrutura em sua extremidade dianteira e θ_t a torção na extremidade traseira. Os ângulos θ_f e θ_t foram definidos em cada extremidade a partir da equação (6.1).

Na figura 6.35, tem-se o aparato experimental montado. Para as medições, foram utilizadas seis massas padrão previamente calibradas. Estas massas foram

colocadas uma a uma sobre o lado esquerdo da estrutura. Ao mesmo tempo aplicava-se uma força de igual intensidade e sentido contrário do lado direito através do atuador hidráulico. A aplicação da força correspondente a cada massa era controlada pelo monitoramento da célula de carga colocada em série com o atuador.

Além disto, o centro da travessa dianteira foi apoiado em uma cantoneira de forma a aproximar um apoio pontual e eliminar o efeito da flexão da estrutura em função de seu peso próprio. Na figura 6.36, tem-se uma vista lateral do chassi, ilustrando o posicionamento da célula de carga e do atuador hidráulico. Na figura 6.37, tem-se o detalhe do apoio dianteiro.

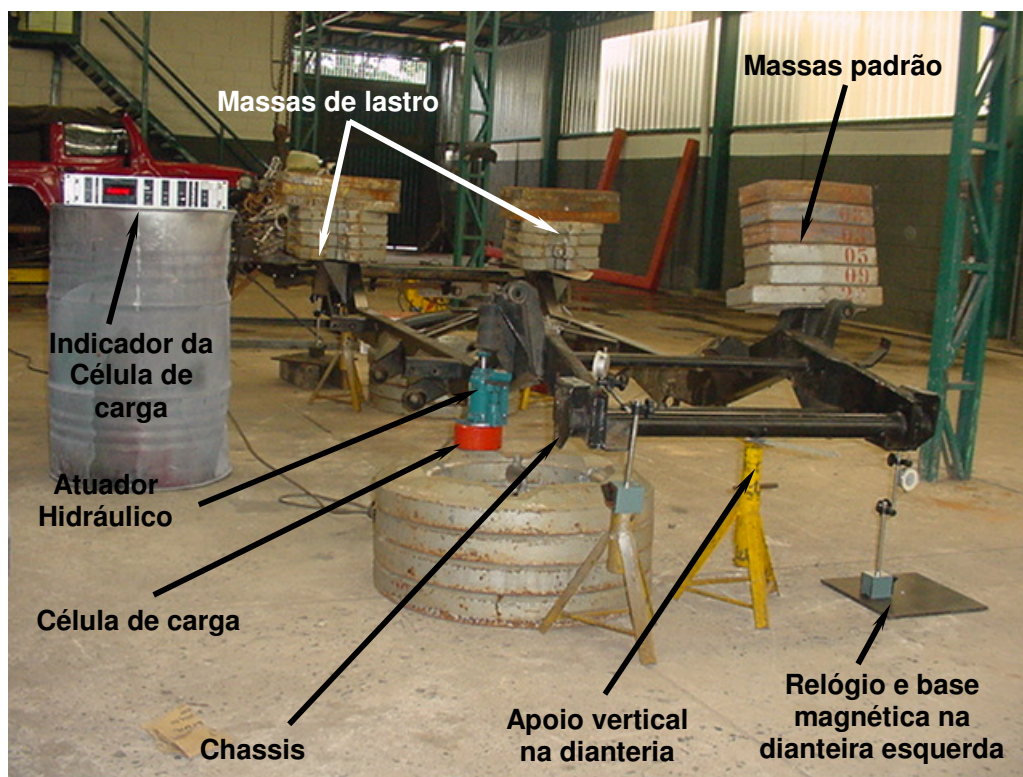


Figura 6.35: Montagem experimental para o teste de torção.

A fixação da parte traseira da estrutura foi feita através do apoio em cavaletes posicionados nas longarinas ao lado dos suportes de mola. Nesta mesma seção transversal do chassi, foram colocados pesos sobre a estrutura de forma a equilibrar as reações verticais do binário aplicado na dianteira. Na figura 6.38, tem-se as condições de contorno aplicadas na traseira do chassi.

Para avaliar o efeito da histerese, foram realizadas medições da torção relativas ao carregamento e descarregamento da estrutura. Este teste foi repetido 10 vezes a fim de obter uma base de dados que permitisse fazer uma análise estatística de sua confiabilidade.

Na figura 6.39, tem-se o posicionamento dos relógios comparadores colocados na traseira do chassis.

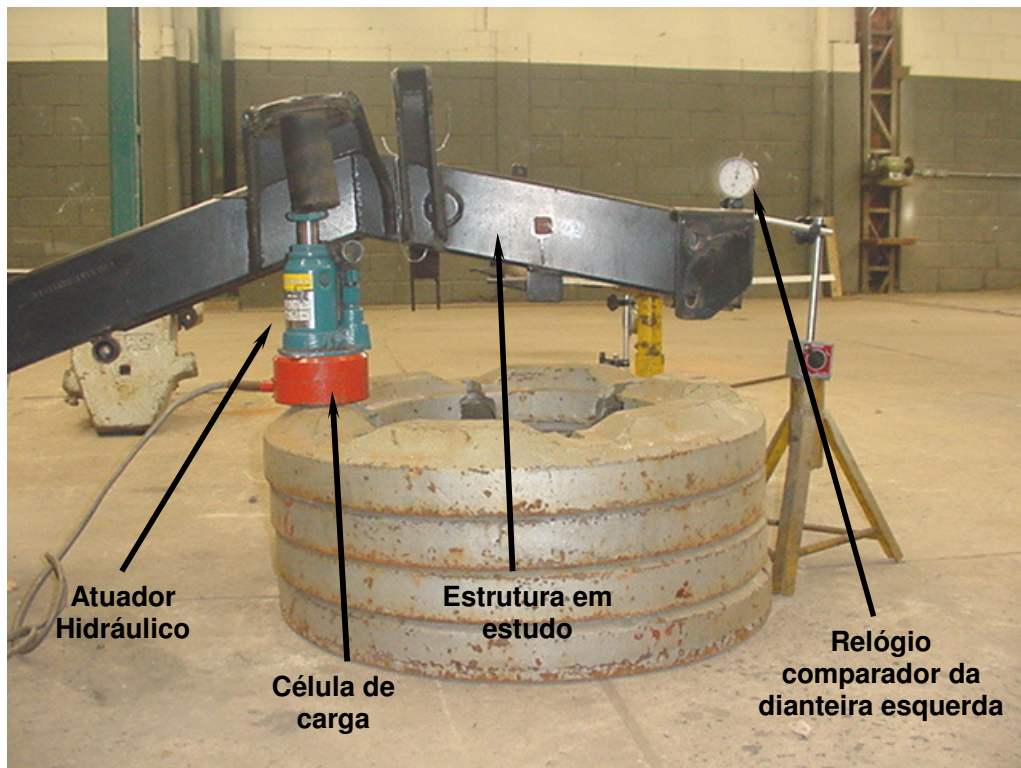


Figura 6.36: Detalhes de posicionamento do atuador hidráulico e célula de carga.



Figura 6.37: Detalhe do apoio vertical na dianteira



Figura 6.38 : Apoio da traseira da estrutura.

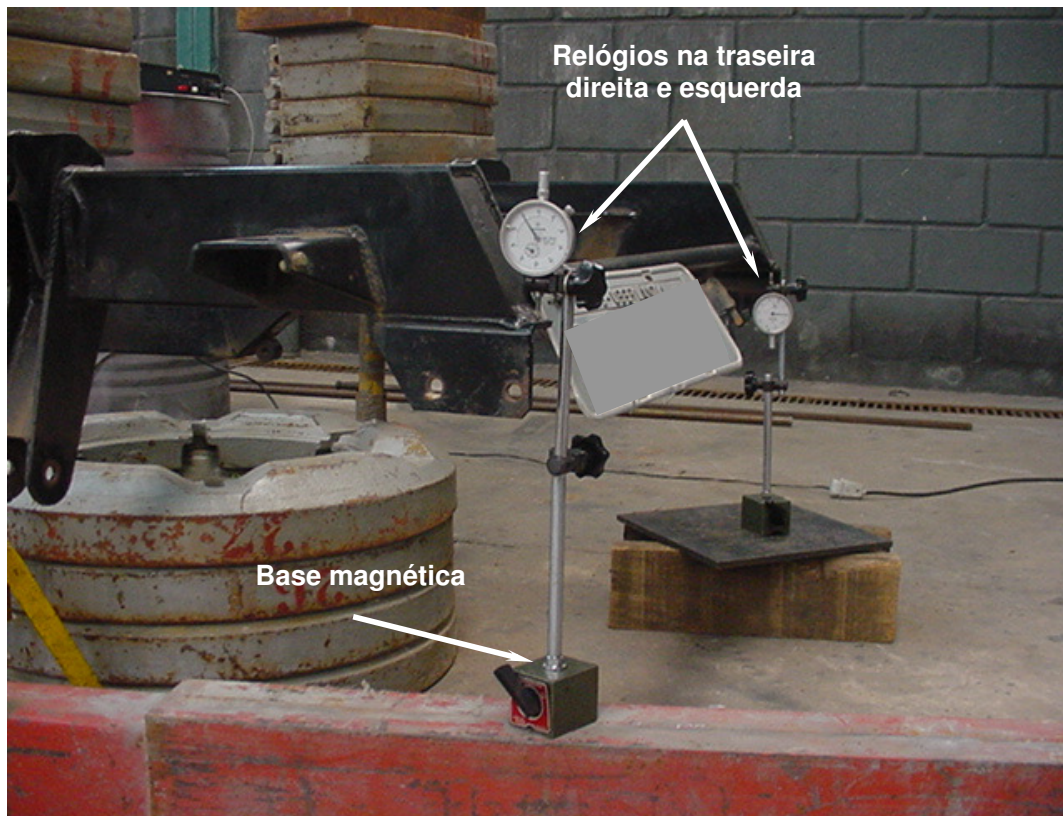


Figura 6.39: Relógios comparadores instalados na traseira do chassis.

6.5 - Ensaio experimentais relativos à medição da rigidez à flexão

O teste de flexão, assim como o de torção, permite a obtenção de parâmetros importantes na validação dos modelos matemáticos. Nesta medição, procurou-se determinar a deflexão máxima do chassis a partir de uma condição bi-apoiada com carregamento concentrado nas proximidades de seu centro.

Para o teste de flexão, foi usado o mesmo aparato reunido para o teste de torção, com exceção da célula de carga e do atuador hidráulico. Portanto, os instrumentos utilizados já foram descritos e tiveram suas características e princípios de funcionamento apresentados no item 6.3.

No teste de flexão, foram utilizadas 12 massas padrão, devidamente calibradas, cujos pesos aferidos encontram-se em anexo.

Relógios comparadores foram usados para medir as deflexões verticais δ nas longarinas esquerda e direita. As figuras 6.40 e 6.41 ilustram, de forma geral, o aparato experimental usado nas medições da rigidez do chassis à flexão.

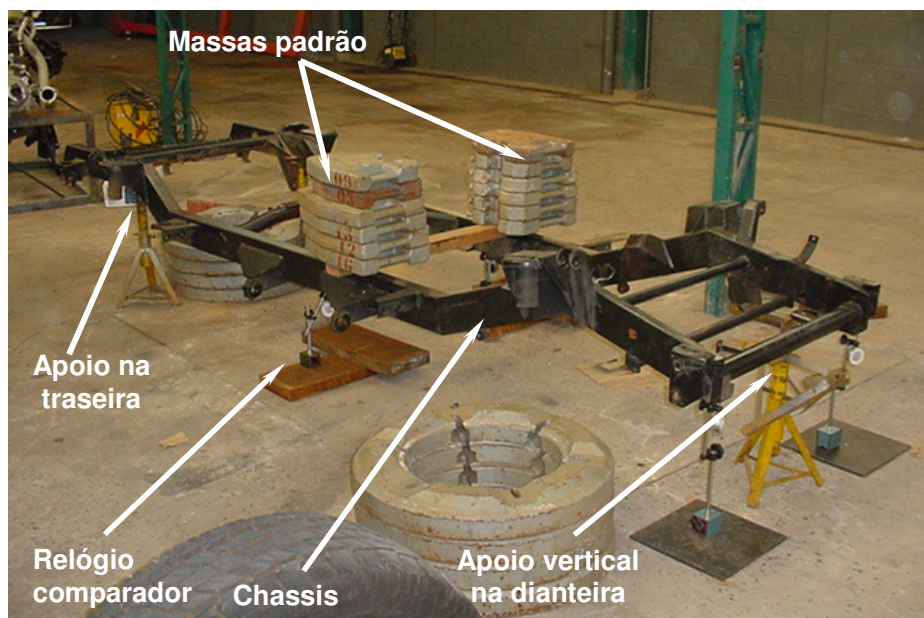


Figura 6.40: Aparato experimental para teste de flexão do chassis.

Para as medições, as massas padrão foram divididas em dois grupos de igual peso. Estas massas foram então colocadas duas a duas sobre o centro da estrutura, uma do lado direito e outra do lado esquerdo. Isto foi possível com o auxílio de um

apoio de madeira colocado sobre as duas longarinas do chassis. A aplicação da força correspondente a cada massa, era controlada de maneira que a cada incremento dado o peso ficava igualmente dividido entre lado direito e esquerdo.

Além disto, o centro da travessa dianteira foi apoiado em uma cantoneira de forma a aproximar um suporte pontual que não restringe a rotação da seção apoiada. As figuras 6.41 e 6.42 ilustram este apoio.

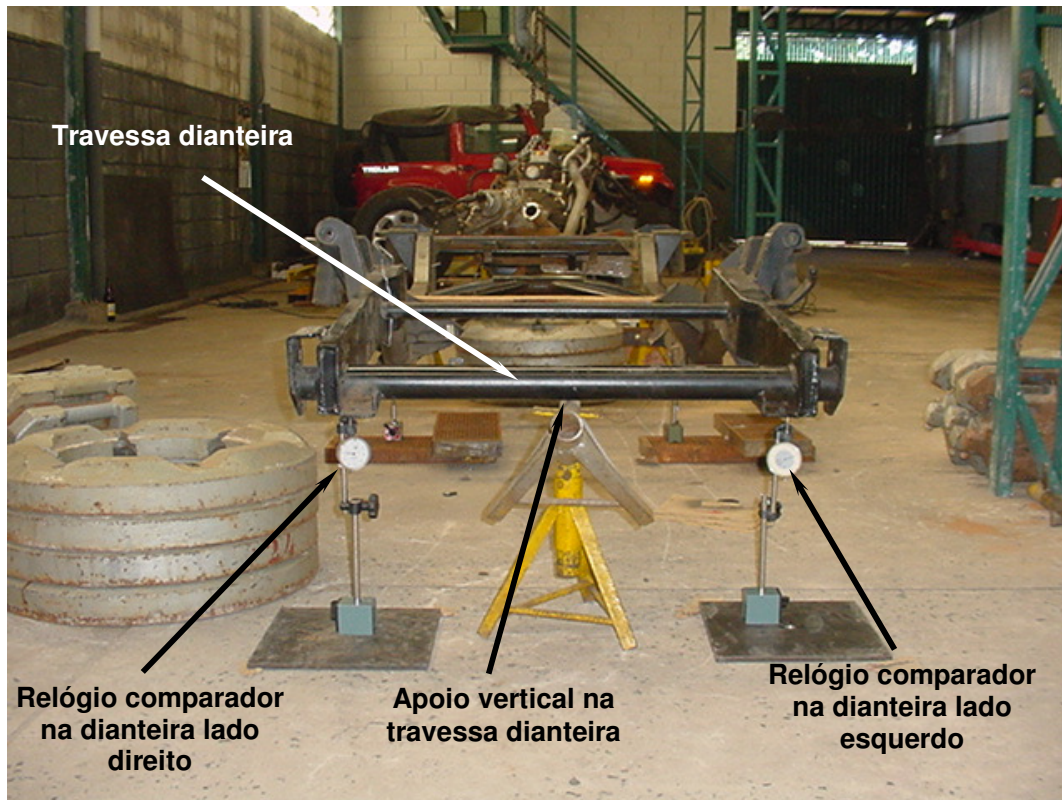


Figura 6.41: Vista frontal da montagem para o teste de flexão da estrutura.

Para a medição da deflexão da estrutura, foram colocados dois relógios comparadores próximos ao ponto de máxima deflexão da estrutura, como mostra a figura 6.43. Na figura 6.44, tem-se um detalhe do apoio na traseira da estrutura.



Figura 6.42: Detalhe do apoio vertical na travessa dianteira.

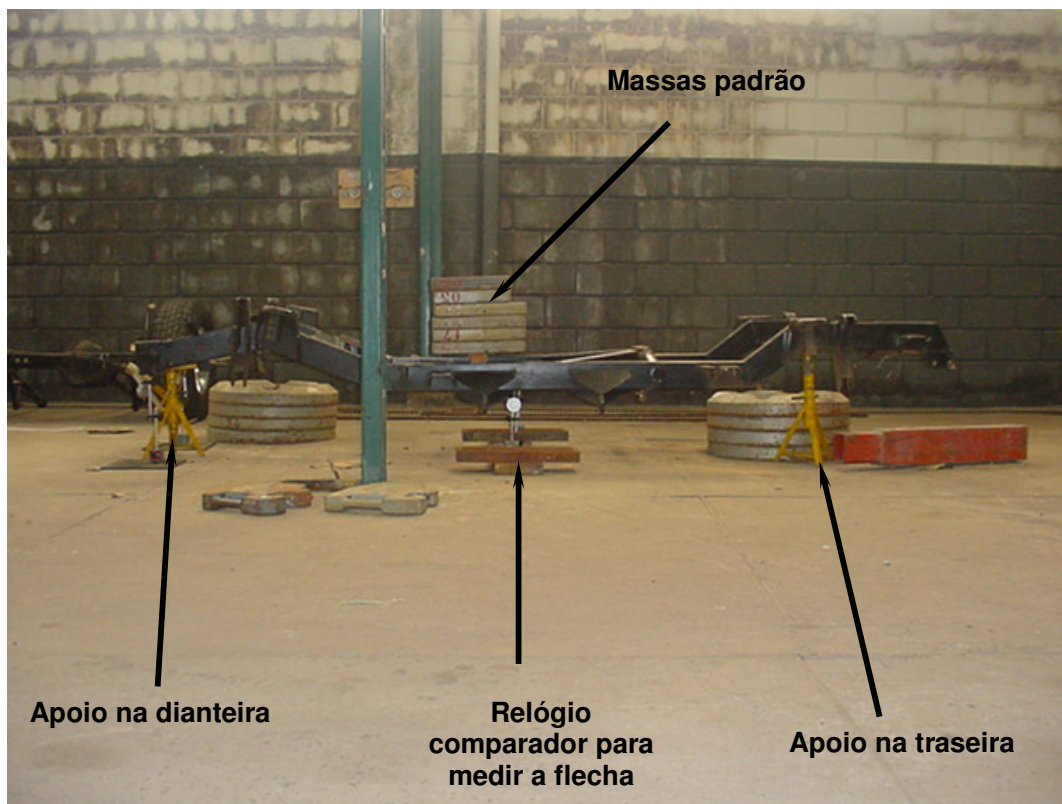


Figura 6.43: Vista lateral do teste de flexão do chassi em estudo.



Figura 6.44: Detalhe do apoio na traseira da estrutura.

A figura 6.45 ilustra como foram empilhadas as massas padrão sobre o apoio de madeira ligando as longarinas do chassi.

Em função da carga de flexão estar aplicada sobre as longarinas, e a travessa dianteira estar apoiada pontualmente em seu centro, esta também fica submetida à flexão na direção transversal do chassi. Este fato contribui para aumentar, artificialmente, o valor da deflexão máxima medida no entre eixos da estrutura. Para eliminar este efeito das análises, foram posicionados dois relógios comparadores nas extremidades da travessa dianteira e suas leituras foram descontadas do valor da flecha máxima. Na figura 6.41, tem-se estes dois relógios comparadores.

Para avaliar o efeito da histerese, foram realizadas medições da flexão relativas ao carregamento e descarregamento da estrutura. Este teste também foi repetido 10 vezes a fim de obter uma base de dados que permitisse fazer uma análise estatística de sua confiabilidade.

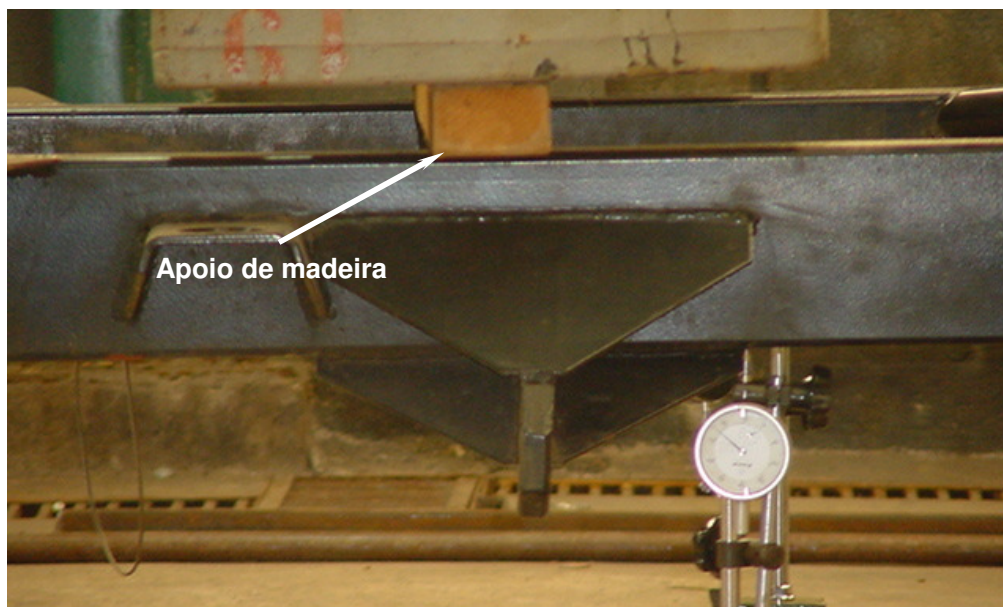


Figura 6.45: Detalhe do apoio de madeira sobre as longarinas do chassi.

6.6 - Ensaios experimentais relativos à análise modal

Foi aplicado um procedimento de análise modal experimental na estrutura real do veículo para auxiliar na validação dos modelos matemáticos em elementos finitos. Para efeito deste experimento, a identificação dos parâmetros modais foi feita através de uma implementação do método 'Eigensystem Realization Algorithm - ERA'.

Primeiramente foram medidas respostas no domínio do tempo para força e aceleração. Feito isto, determinou-se a FRF (função de resposta em frequência). A partir da FRF, foi calculada a transformada inversa de Fourier para achar as FRI (funções de resposta ao impulso). As FRIs são usadas pelo ERA.

Para os métodos no domínio do tempo, a identificação dos parâmetros modais é baseada na matriz de funções de transferência ($h(t)$), que são chamados de parâmetros de Markov do sistema, Juang (1985), Maia, Montalvão e Silva (1997).

A análise modal permitiu a identificação das frequências naturais da estrutura, parâmetro importante na validação dos modelos matemáticos.

Para a realização do teste, foram utilizados 6 acelerômetros piezoelétricos, um martelo inercial, 7 condicionadores de sinais (todos Brüel & Kjær), uma placa de aquisição de dados e um computador portátil. A seguir, cada um destes instrumentos

será descrito bem como, suas características e princípios de funcionamento apresentados.

Acelerômetro piezoelétrico - O elemento ativo deste sensor consiste em discos de material piezoelétrico sobre os quais descansa uma massa sísmica pesada, conforme mostra a figura 6.46.

A massa sísmica possui uma pré-carga dada por uma mola rígida. Toda a montagem é selada em um encapsulamento metálico de base espessa. Quando o acelerômetro está sujeito a vibrações, a massa exerce uma força variável nos discos que devido ao efeito piezoelétrico desenvolvem uma carga variável proporcional a força e conseqüentemente, à aceleração da massa sísmica.

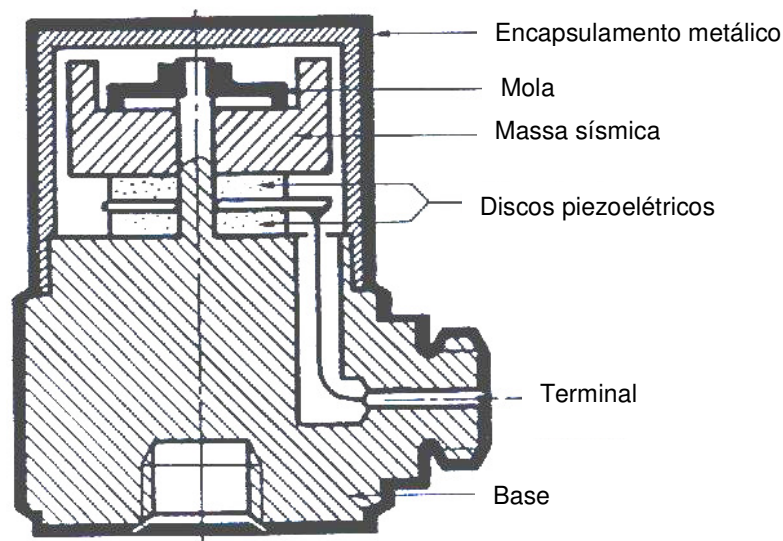


Figura 6.46: Esquema de um acelerômetro piezoelétrico B&K tipo 4370 visto em corte.

O acelerômetro (também chamado de célula de carga piezoelétrica), figura 6.47, é adequado para medições dinâmicas e usado em conjunto com o condicionador de sinais, permitindo obter medidas de deslocamento, velocidade e aceleração.



Figura 6.47: Acelerômetro piezoelétrico.

Cada acelerômetro possui uma carta de calibração específica fornecida pelo fabricante, figura 6.48. Esta carta fornece, dentre outras informações, a banda de frequência de utilização do sensor e o fator de calibração. O fator de calibração especifica a relação entre a carga elétrica gerada e a entrada de aceleração. Ele deve ser usado no ajuste do condicionador de sinais.

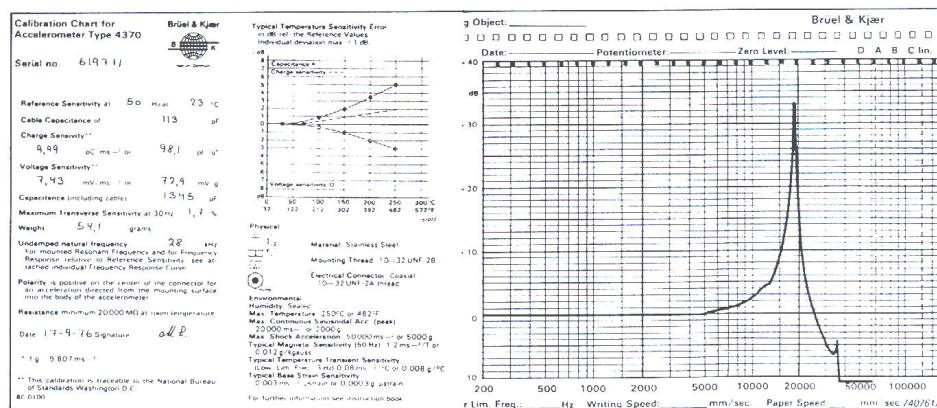


Figura 6.48: Exemplo de curva de calibração de acelerômetro piezoelétrico.

Condicionador de sinais B&K tipo 2635 – O condicionador de sinais tipo 2635 é adequado a medições de vibração com sensores piezoelétricos. Este equipamento, figuras 6.49 e 6.50, consiste de um amplificador de quatro estágios (um amplificador de entrada, filtro passa baixa com amplificador, amplificador integrador e amplificador de saída). Possui ainda um indicador de sobrecarga ('overload') e alojamento para baterias. O fator de calibração do sensor, a ter o sinal condicionado, deve ser devidamente ajustado.

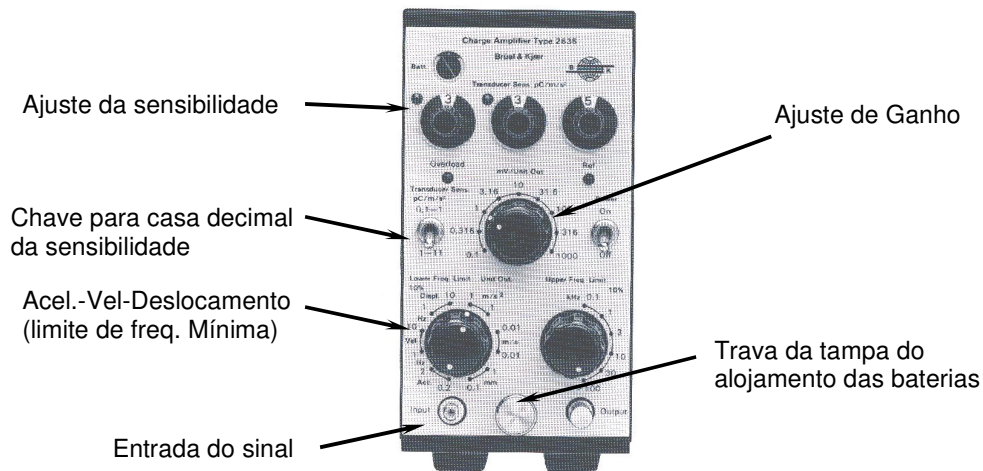


Figura 6.49: Painel fronta do condicionador de sinais B&K tipo 2635.

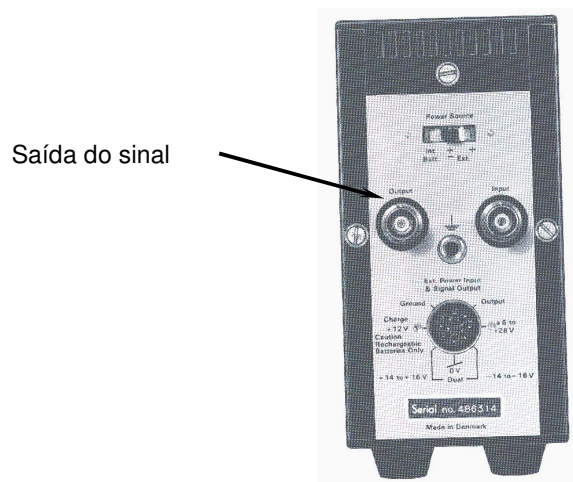


Figura 6.50: Painel traseiro do condicionador de sinais tipo 2635.

Martelo de impacto B&K Tipo 8202 - O martelo de impacto Tipo 8202 é um martelo instrumentado para testar comportamentos estruturais. Deve ser usado em conjunto com um analisador de espectro de dois ou mais canais. Um impacto deste martelo excita a estrutura testada de acordo com uma banda de freqüência. A força é medida pelo transdutor, Tipo 8200, montado no martelo. A resposta estrutural é medida por outros sensores, por exemplo, um acelerômetro colocado na estrutura testada.

O dispositivo consiste em uma célula de carga piezoelétrica aparafusada a um martelo. Possui três pontas de materiais diferentes que permitem a excitação da estrutura até 7.000 Hz. Possui também uma massa adicional que aumenta a sua energia de impacto permitindo excitação mais intensa.

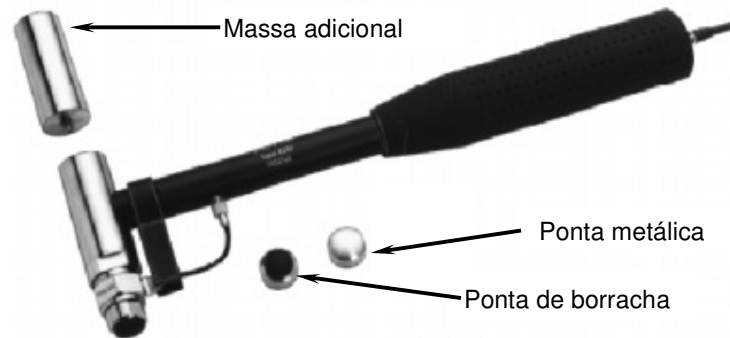


Figura 6.51: Martelo de impacto B&K Tipo 8202 e seus acessórios.

O martelo de impacto também possui uma carta de calibração específica, fornecida pelo fabricante e semelhante à mostrada na figura 6.48. Esta carta fornece o fator de calibração que deve ser ajustado no condicionador de sinais do martelo. Este fator de calibração é dado em pC/N.

Placa de Aquisição de Dados e Bloco de Conexão - O conjunto utilizado nos experimentos é da marca NATIONAL INSTRUMENTS e permite aquisição simultânea em 8 canais. A placa principal, em formato de cartão PCMCIA, foi usada com o acessório para conexão da série BNC-2110, permitindo ligações através de conectores BNC para entradas analógicas e digitais. Nas figuras 6.52 e 6.53, tem-se a placa de aquisição de dados e o bloco de conexão BNC, respectivamente.

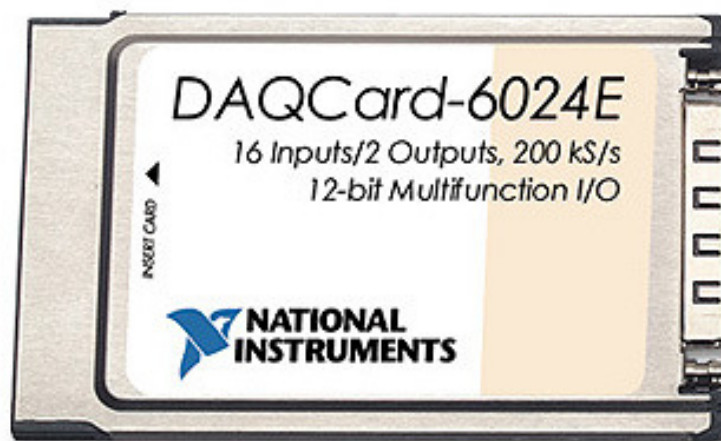


Figura 6.52: Placa de aquisição de dados usada nos experimentos.



Figura 6.53: Bloco de conexão BNC.

Computador portátil - Para a aquisição e armazenamento dos dados foi utilizado um computador portátil executando o programa LABVIEW, fornecido pelo fabricante da placa de aquisição de dados. Na figura 6.54, tem-se o computador durante uma das aquisições.

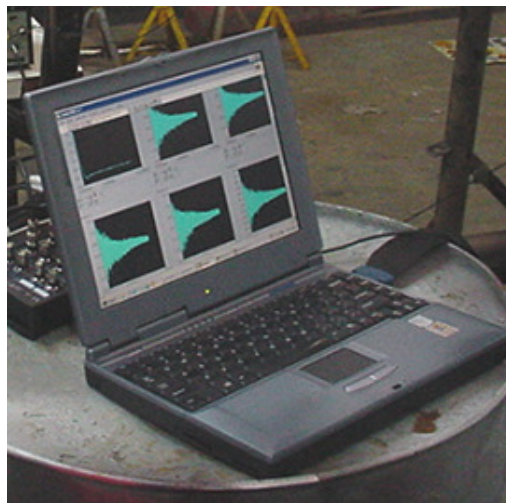


Figura 6.54: Computador portátil ilustrando uma das aquisições de sinal.

Durante as aquisições, o chassi do veículo foi sustentado por cordas visando representar uma condição de contorno livre-livre. Os 6 acelerômetros foram posicionados na estrutura conforme mostra o desenho esquemático da figura 6.55.

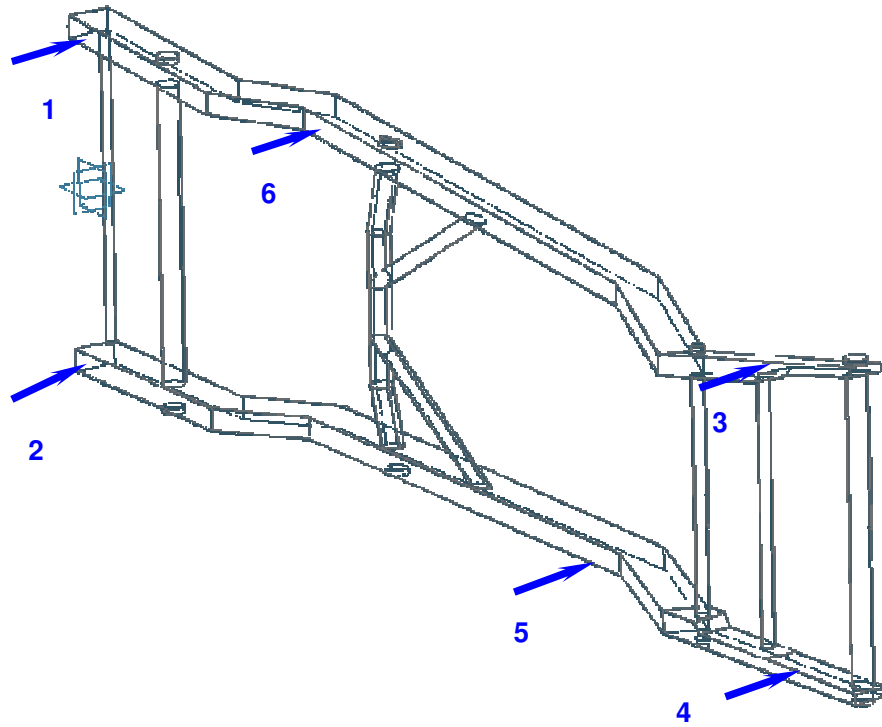


Figura 6.55: Posicionamento e identificação dos acelerômetros na estrutura.

Nas figuras 6.56 e 6.57, tem-se uma visão geral do aparato experimental usado na análise modal do chassis.

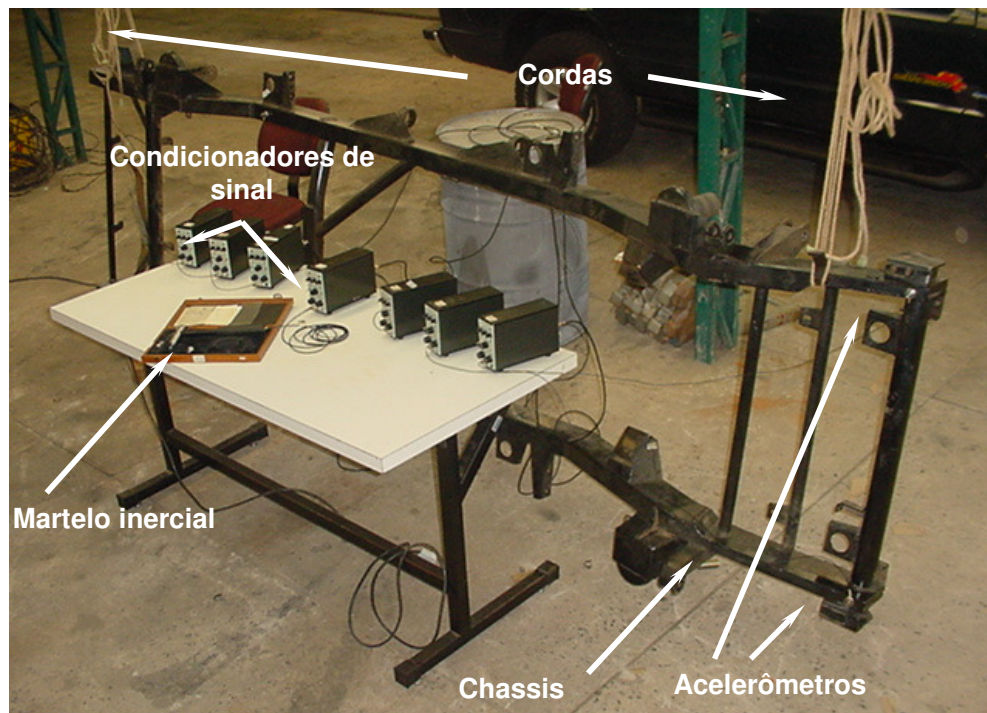


Figura 6.56: Chassis sustentado por cordas para análise modal.

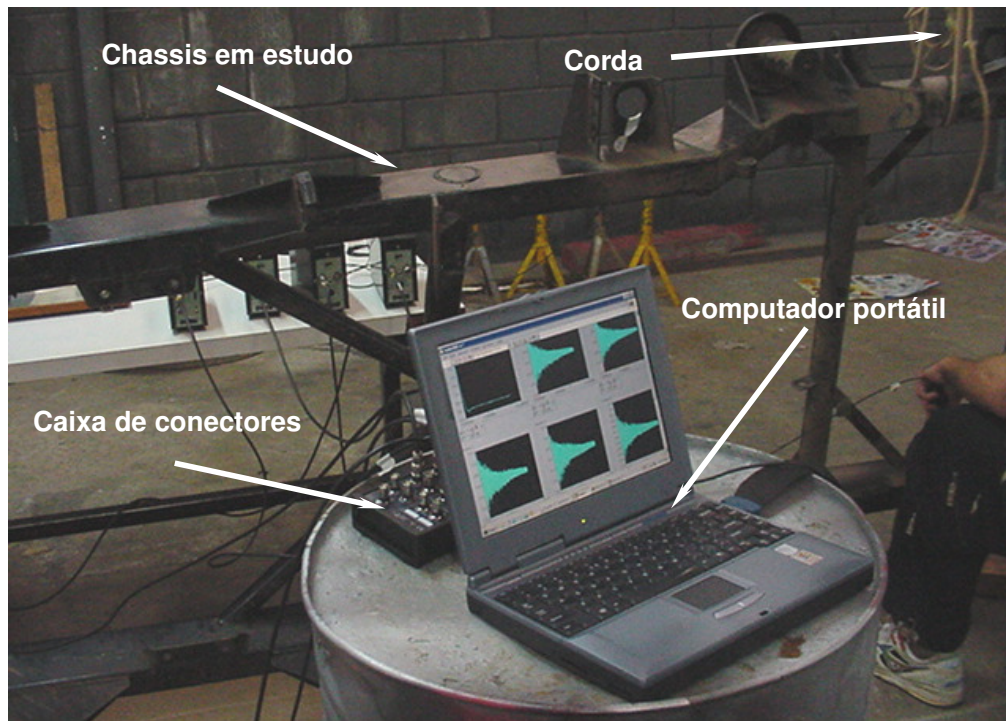


Figura 6.57: Instrumentação usada na análise modal do chassis.

A estrutura foi excitada através do martelo de impacto em cada uma das posições dos acelerômetros. Para cada posição, foram feitas 30 aquisições de sinal. Posteriormente realizou-se a média e removeu-se a influência de ruídos indesejáveis. Na tabela 6.1, tem-se os ajustes usados em cada um dos condicionadores de sinal.

Tabela 6.1: Parâmetros utilizados no ajuste dos condicionadores de sinal.

Equipamento	Canal	Ganho	Sensibilidade	Filtro p/baixa
		mv/m/s ²	pc/m/s ²	KHz
Acelerômetro 1	1	100	2,02	1
Acelerômetro 2	2	100	1,92	1
Acelerômetro 3	3	100	1,94	1
Acelerômetro 4	4	100	2,03	1
Acelerômetro 5	5	100	2,06	1
Acelerômetro 6	6	100	2,07	1
Martelo	7	1000	1,03	100

6.7 – Ensaio experimental para medição da massa do chassis.

A medição da massa do chassis foi realizada com a finalidade de fornecer uma informação adicional que pudesse ajudar na validação dos modelos matemáticos, implementados segundo o método dos elementos finitos.

A análise e comparação da massa permitem confirmar, de imediato, se a geometria construída em um modelador sólido está de acordo com a realidade. A seguir será descrito o procedimento experimental adotado nesta medição.

Para a realização do teste, foi utilizada a célula de carga Kratos de 500 Kgf, o indicador digital e quatro cavaletes metálicos. A medição da massa foi dividida em duas etapas. Primeiramente, o chassis foi apoiado em sua parte dianteira e feita a leitura com a célula de carga posicionada em sua traseira. Em seguida, os pontos de apoio e medição foram invertidos e realizada nova leitura.

Na figura 6.58, tem-se de forma esquemática, as seções onde foram feitas as medições.

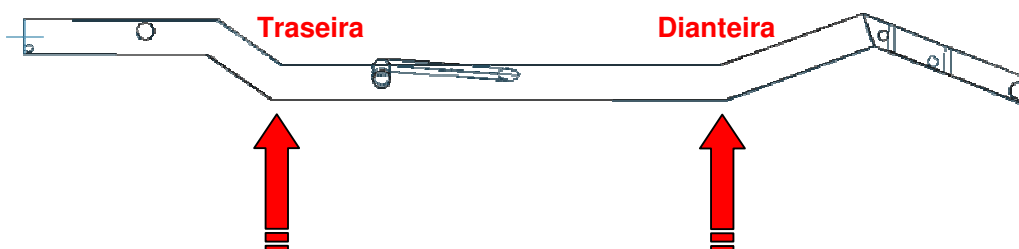


Figura 6.58: Pontos onde o chassis foi apoiado e pesado.

Na figura 6.59, tem-se a configuração geral da montagem.

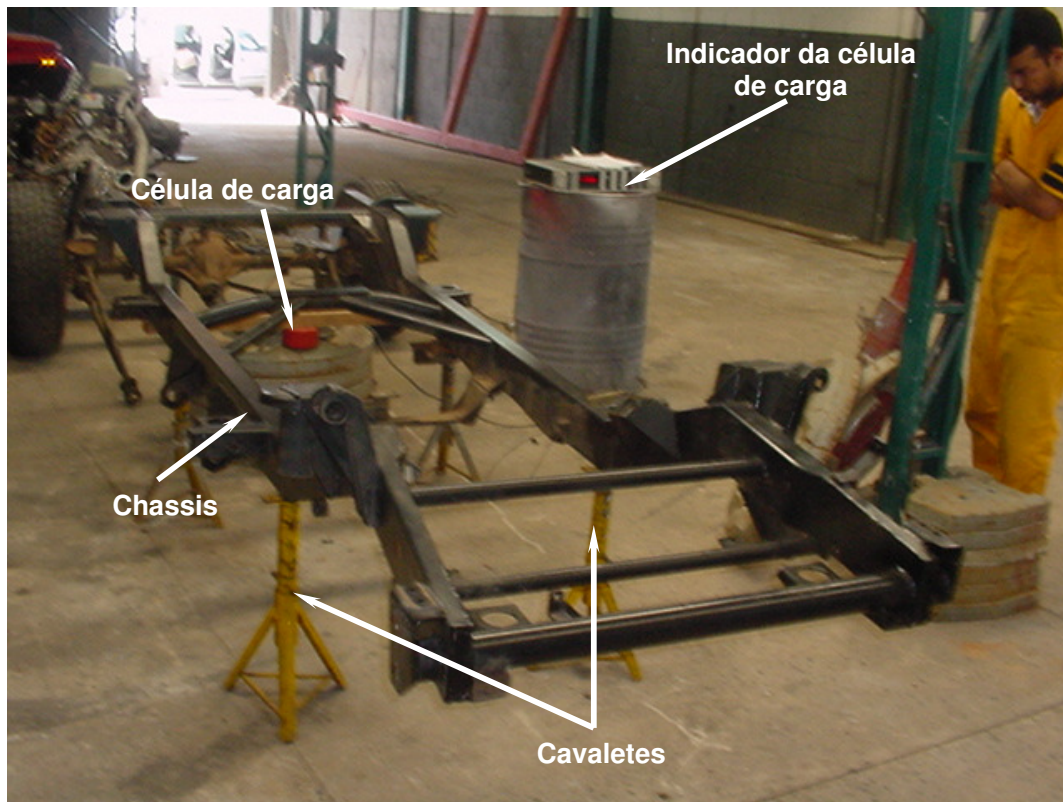


Figura 6.59: Medição da massa do chassi.

Na figura 6.60, tem-se o detalhe de uma travessa de madeira usada para transmitir à célula de carga a força peso proveniente das duas longarinas na seção de interesse.



Figura 6.60: Detalhe da travessa usada para permitir o apoio da célula de carga.

6.8 - Ensaio para medição das espessuras das longarinas e travessas.

A medição das espessuras de cada um dos perfis utilizados no chassi é importante para garantir a fidelidade da construção da geometria quando da definição dos modelos matemáticos.

Para esta finalidade, foi utilizado um medidor por ultra-som. Assim, as medições puderam ser realizadas de forma conservativa, sem a necessidade de furar ou cortar a estrutura. A análise permitiu, além da simples medição das espessuras de longarinas e travessas, fazer uma varredura da estrutura em busca de possíveis reforços internos e descontinuidades.

Para a realização do teste foram utilizados 4 cavaletes metálicos e um medidor de espessuras por ultra-som modelo USE100 com faixa de medição de 0,75 a 200mm, precisão de 1% e resolução 0,1mm. Este medidor é mostrado na figura 6.61 e possui três transdutores, conforme descrito a seguir.



Figura 6.61: Medidor de espessuras USE-100.

- Modelo H10-SE-6 = Faixa de medição de 0,75mm a 30mm, área de contato 7mm de diâmetro, temperatura de operação - 10°C a 150°C.

- Modelo H5-SE-10 = Faixa de medição de 1,2mm a 200mm, área de contato 9mm de diâmetro e temperatura de operação - 10°C a 150°C.
- Modelo H2-SE-14 = Para alta penetração, área de contato 17mm de diâmetro e temperatura de -10°C a 150°C.

Nas medições, foi utilizado o transdutor Modelo H10-SE-6, calibrado conforme mostrado em ANEXO. Estando o aparelho calibrado, procedeu-se a medição das espessuras em diversos pontos da estrutura conforme ilustrado na figura 6.62.

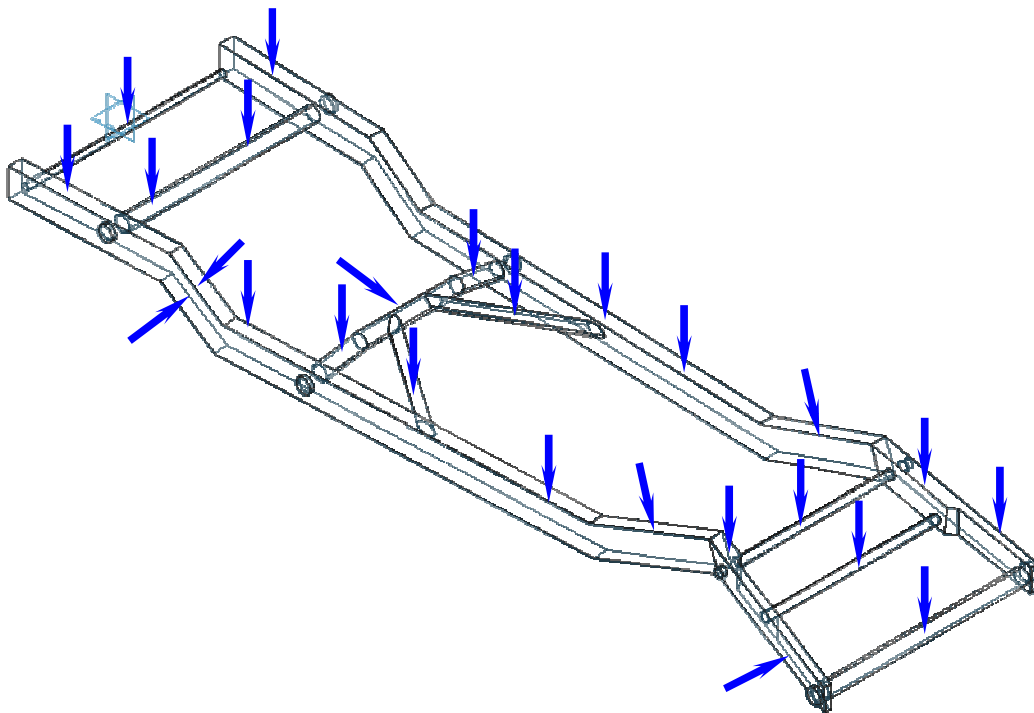


Figura 6.62: Pontos de medição da espessura da estrutura.

Cabe salientar que, antes de efetuar as medições a estrutura foi limpa de forma a eliminar substâncias como graxa e barro que poderiam interferir na precisão dos resultados.

CAPÍTULO 7

MODELOS MATEMÁTICOS DO CHASSIS

Neste capítulo, será feita a descrição, caracterização e desenvolvimento dos modelos de elementos finitos, construídos para representar o comportamento da estrutura real. Inicia-se pela construção da geometria e sua simplificação. Em seguida será ilustrado como foi feita a alimentação dos modelos com os dados obtidos nos ensaios experimentais e as respectivas condições de contorno utilizadas.

7.1 Geometria

A geometria do chassis foi medida diretamente na estrutura real após a desmontagem do veículo. Para a definição da geometria, foram utilizados instrumentos de medição tais como transferidor, escala de medição, trena, paquímetro e ultra-som.

O chassis teve sua geometria (inclusive suportes) reproduzida em ambiente computacional através de um modelador sólido, conforme mostra a figura 7.1.

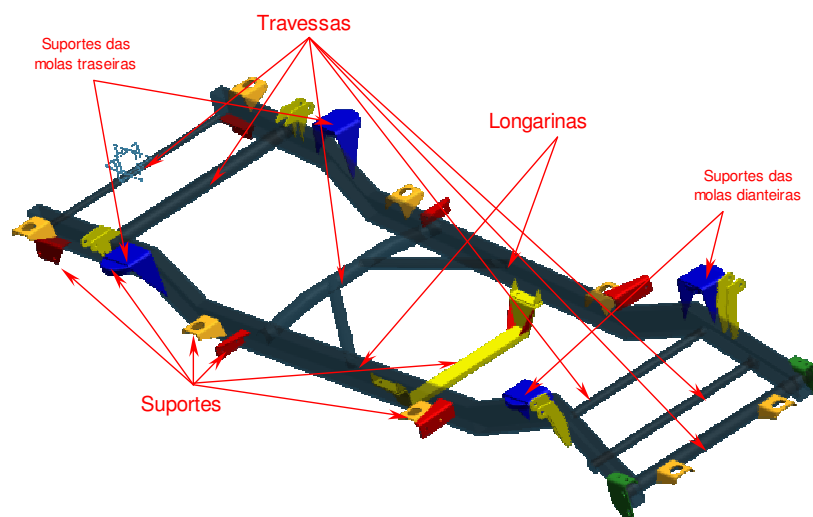


Figura 7.1: Representação computacional da geometria do chassis em estudo.

O chassi em estudo é construído em aço carbono. Suas longarinas têm perfil retangular fechado e dimensões externas de 120mm de altura, 60mm de largura e 4mm de espessura. As travessas são tubulares com diâmetros externos de 60mm, 35mm, 43mm e 27mm todas com 3mm de espessura. As dimensões gerais do chassi são, aproximadamente, 3.500 mm de comprimento, 1.200mm de largura e 500mm de altura. Todas as uniões são feitas através de solda.

Os suportes incluídos na geometria servem de apoio para os diversos componentes do veículo (conjunto propulsor, suspensão, carroceria e acessórios), não possuindo responsabilidade estrutural específica. Em função disto, a geometria do chassi foi simplificada de forma a não incluir estes componentes no modelo em elementos finitos.

Os modelos em elementos finitos foram construídos usando como ferramenta o programa ANSYS®. Todo o trabalho computacional foi realizado em um computador pessoal com processador AMD Athlon™ de 900 MHz e 512 Mb de memória RAM.

Os modelos numéricos foram submetidos a testes de torção, flexão, análise modal e medição de massa, permitindo a sua validação a partir dos resultados dos ensaios experimentais. Nos itens a seguir, serão mostrados os detalhes de construção dos vários modelos matemáticos utilizados.

7.2 - Construção do modelo com elementos do tipo casca

Na figura 7.2, tem-se a geometria importada para o programa de elementos finitos e pronta para a geração automática da malha. Nota-se que, neste estágio, a geometria já havia sido simplificada pela eliminação dos diversos suportes.

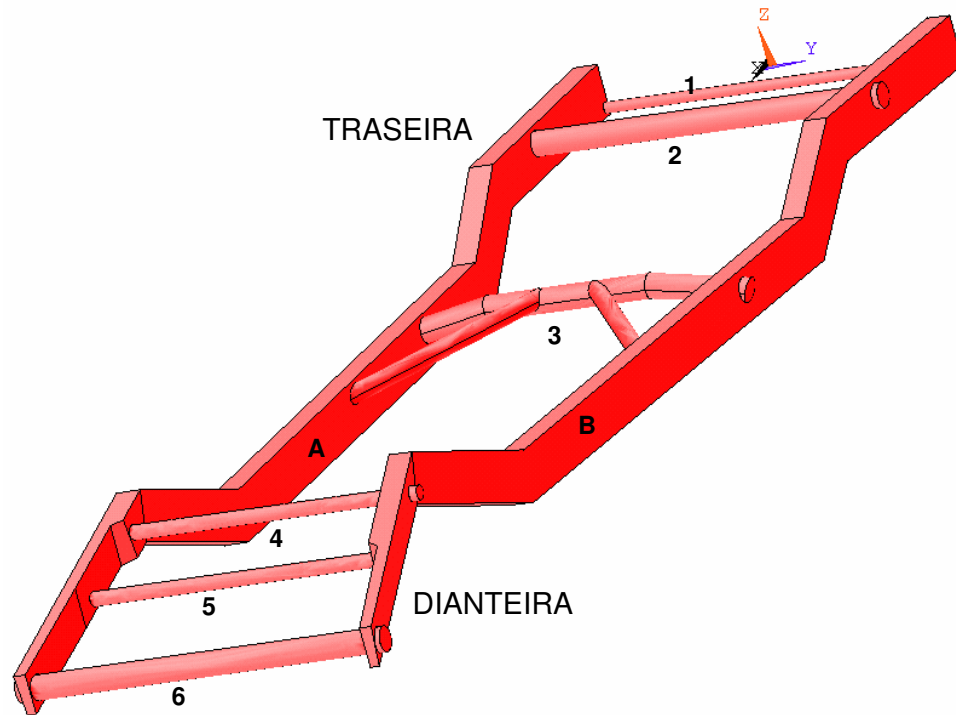


Figura 7.2: Geometria da estrutura em estudo mostrando as longarinas em perfil retangular fechado (A, B) e travessas tubulares (1, 2, 3, 4, 5, 6).

A geometria mostrada foi construída em não mais que uma dúzia de etapas. O número de etapas, durante a construção de uma geometria em ambiente computacional, é muito importante. Quanto menor for o seu número, maiores serão as chances de que a geometria seja limpa. Entende-se por geometria limpa aquela onde não existem vazios internos e onde chanfros, arredondamentos, roscas e detalhes são construídos por último e não são usados como referência na construção.

Após a importação da geometria, houve necessidade de providenciar o seu reparo manual para que as travessas 2, 3, 4 e 6 fossem ligadas à parte interna e externa das longarinas A e B. Isso foi necessário, pois no chassi real tais travessas são soldadas nas duas paredes das longarinas A e B. A figura 7.3 identifica os locais onde houve reparo na geometria.

O reparo na geometria consistiu na criação de linhas e áreas nos locais indicados pelas setas na figura 7.3. Um total de 16 linhas e 16 áreas foram criadas manualmente. Dessa maneira, durante a geração automática da malha, foram criados elementos internos às longarinas.

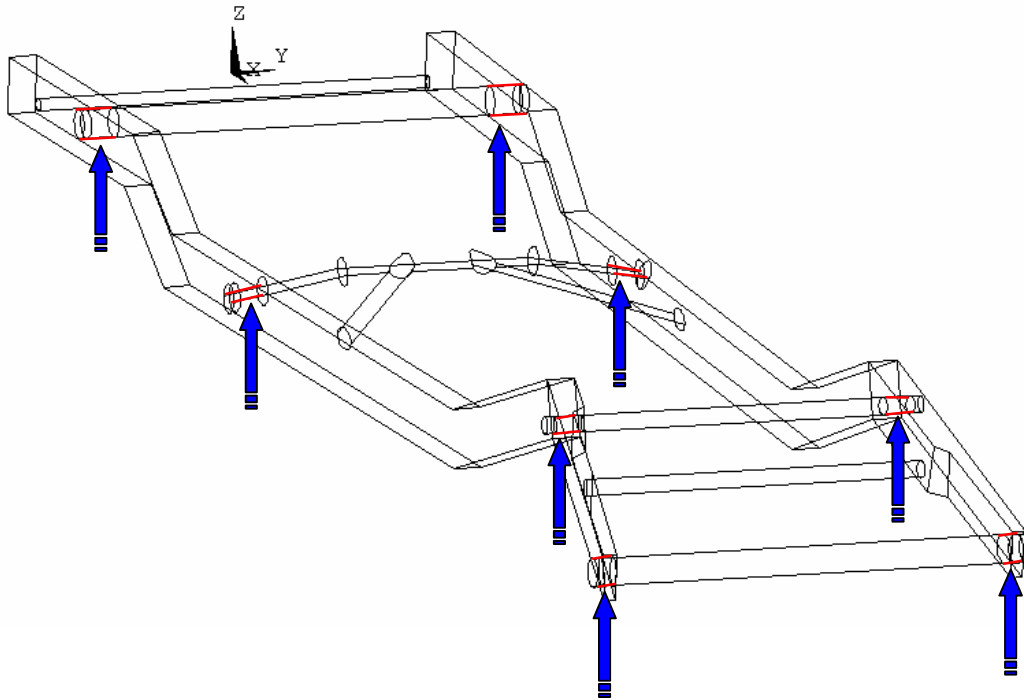


Figura 7.3: Locais onde a geometria foi reparada.

No programa de elementos finitos, a geometria foi discretizada com o auxílio da ferramenta de geração automática da malha. Dentre as opções disponíveis, foi escolhida a malha do tipo livre devido à existência de áreas irregulares. O elemento usado foi o SHELL63.

Na figura 7.4, tem-se, além da geometria, os nós e o sistema de coordenadas para este elemento (SHELL63). O elemento é definido por quatro nós e quatro espessuras. A espessura é assumida com variação gradual, caso ela seja diferente em cada um dos nós. Se o elemento possui espessura constante, apenas TK(I) (espessura do elemento) precisa ser informado. Este elemento pode também ser usado com a opção de forma triangular.

O elemento SHELL63 é capaz de representar flexão e características de membrana. São permitidas cargas em seu plano e normais a este. O elemento possui seis graus de liberdade em cada nó sendo três translações nas direções nodais x , y e z e três rotações em torno dos eixos nodais x , y e z . Possui ainda capacidade de representar grandes deformações.

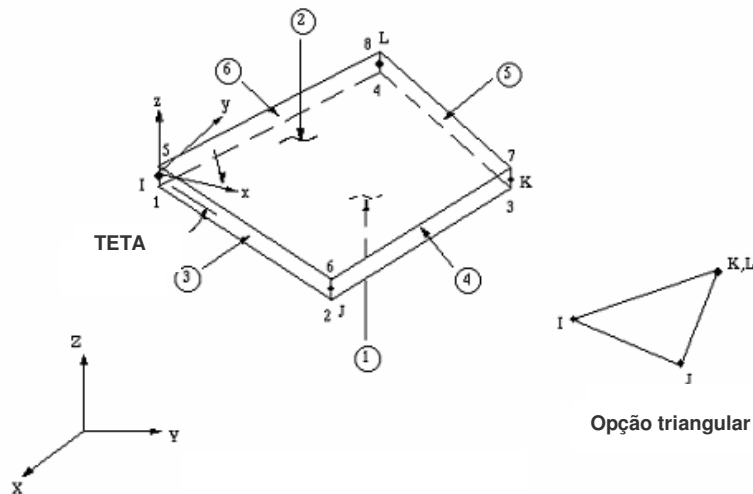


Figura 7.4: Representação esquemática do elemento SHELL63.

As longarinas (A e B) foram malhadas com elementos quadrilaterais com 30 mm de tamanho de lado e espessura 4 mm. A travessa central, em forma de “K” (3) e as travessas 1, 4 e 5 foram modeladas com elementos triangulares com 15 mm de tamanho de lado e espessura de 3 mm. As travessas 1 e 6 foram construídas no modelo com elementos de forma quadrilateral com 30mm de tamanho de lado e 3 mm de espessura.

Ao modelo do chassi foram atribuídas as propriedades do aço carbono, conforme especificado a seguir.

- Módulo de Elasticidade: $2,1 \text{ E } +11 \text{ N/m}^2$
- Coeficiente de Poisson: 0,3
- Densidade: 7.830 kg/m^3

O modelo final, mostrado na figura 7.5, possui um total de 7.717 nós e 10.845 elementos. Para sua definição foi necessário criar duas diferentes constantes reais que definem elementos com espessura de 4 mm e 3 mm.

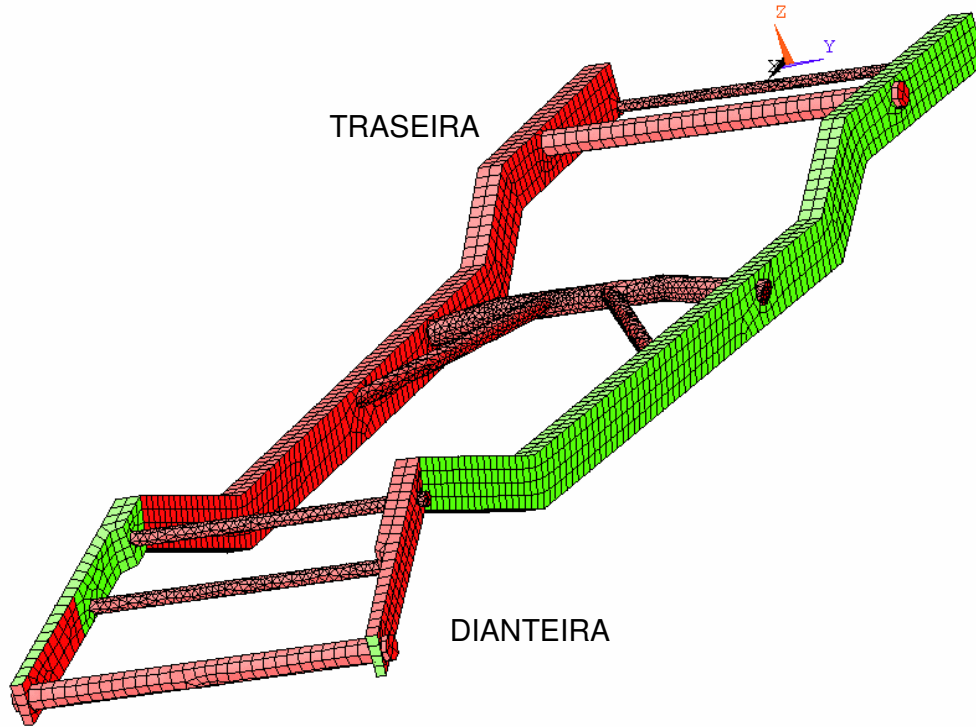


Figura 7.5: Vista isométrica do modelo em elementos finitos do chassi.

Cabe salientar que, durante a criação do modelo em elementos finitos, foram consideradas as hipóteses a seguir.

- A geometria geral do chassi foi medida com precisão de 4 mm;
- As espessuras foram medidas com precisão de 0,2 mm;
- Todos os suportes foram excluídos do modelo;
- As conexões entre longarinas e travessas são consideradas perfeitas. Esta consideração representa de forma correta as junções soldadas, porém onde as soldas não são perfeitas estas considerações podem levar a um modelo com junções mais rígidas do que o sistema real;
- O material é considerado isotrópico dentro de sua faixa linear elástica;
- Os cálculos foram feitos através de uma análise linear estática com pequenas deformações resultando em rigidez torcional constante.

7.2.1 - Teste de torção do modelo em elementos do tipo casca

Para avaliar a rigidez torcional do chassi, através de sua representação em elementos finitos, foram aplicadas condições de contorno representativas do ensaio experimental.

Com esta finalidade, a parte traseira da estrutura teve os deslocamentos U_x , U_y e U_z iguais a zero e as rotações θ_x , θ_y e θ_z livres na seção correspondente aos suportes de mola traseiros. Além disto, o centro da travessa 6 na dianteira teve seu deslocamento vertical restrito, U_z igual a zero. Estas condições de contorno podem ser observadas através da figura 7.6.

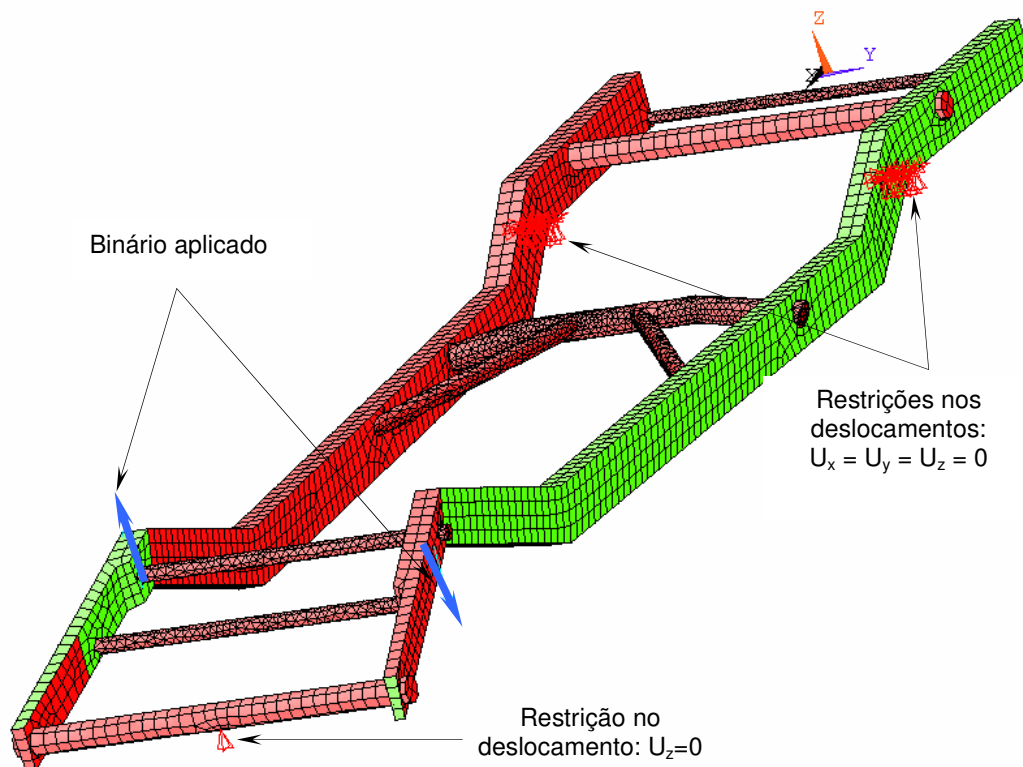


Figura 7.6: Condições de contorno aplicadas ao modelo para o teste de torção.

Definidas as condições de contorno, foram aplicados seis diferentes torques na seção correspondente aos suportes de mola dianteiros. No modelo matemático, não foi necessário analisar a retirada do carregamento, uma vez que a histerese é inexistente. Cada torque foi aplicado no modelo através de um binário composto por forças na direção z em sentidos opostos, assim como foi feito no ensaio experimental.

O resultado da análise estática fornece os valores de deslocamento dos nós referentes às extremidades do chassi e permite calcular a rigidez torcional de forma semelhante à que foi usada no procedimento experimental.

7.2.2 - Teste de flexão do modelo tipo casca

Para avaliar a flexão do chassi, a partir do modelo em elementos finitos, foi necessário estabelecer condições de contorno e carregamento representativas do ensaio experimental realizado.

As seguintes restrições foram aplicadas ao modelo durante as simulações. A região referente aos apoios na parte traseira teve o deslocamento vertical restrito ($U_z = 0$). As translações em x e y (U_x e U_y) permaneceram livres, assim como as rotações (θ_x , θ_y e θ_z). No centro da travessa 6, na dianteira, o deslocamento vertical também foi restrito ($U_z = 0$), conforme mostra a figura 7.7.

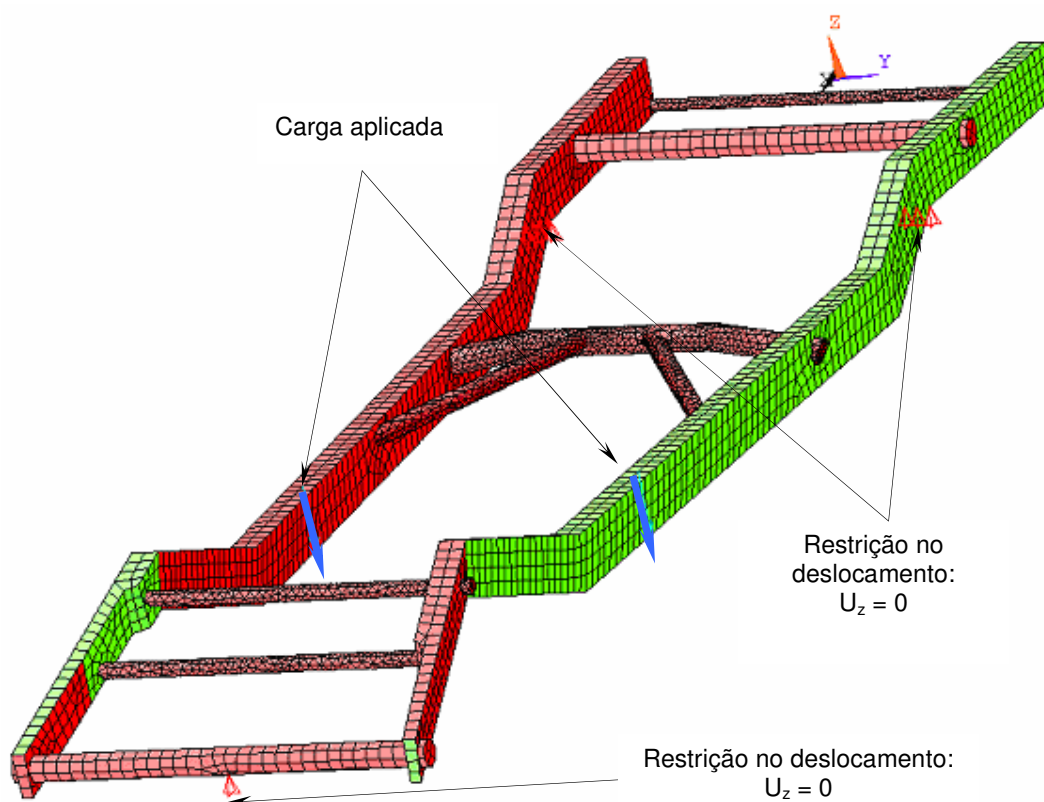


Figura 7.7: Condições de contorno aplicadas ao modelo para o teste de flexão.

Do ponto de vista do carregamento, foram aplicadas seis cargas diferentes em uma posição central das longarinas, procurando reproduzir de forma fiel o que foi feito no teste de flexão experimental. Com o carregamento aplicado, o resultado da análise fornece o deslocamento nos nós que permite fazer a comparação com os valores medidos experimentalmente. Assim como na torção, não foi necessário analisar a retirada do carregamento em função da inexistência de histerese no modelo matemático.

7.3 - Construção do modelo em elementos do tipo barra

Uma vez que se pretende implementar um procedimento de otimização estrutural automática, visando melhorar as características de rigidez do chassi, foi construído um segundo modelo matemático baseado em elementos de barra. Esta configuração simplificada, em relação ao modelo de casca, apresenta como principal vantagem o pequeno esforço computacional para a sua solução. Desta forma, o procedimento de otimização continua viável, mesmo se implicar em um grande número de avaliações da função objetivo.

O modelo foi construído a partir da entrada manual das coordenadas espaciais de 26 nós, conforme mostrado na figura 7.8. Na construção de um modelo em elementos finitos, quanto mais simplificada a geometria do elemento, maior será o número de informação a ser fornecido ao modelo para que este represente a realidade. No modelo de casca, a geometria de cada elemento era definida por quatro nós e quatro espessuras. A geometria representava as seções das longarinas e travessas, retangulares e circulares, respectivamente. No modelo de barras, cada elemento é definido por apenas dois ou três nós. É necessário então, informar ao modelo os momentos de inércia de área de cada uma das travessas e longarinas.

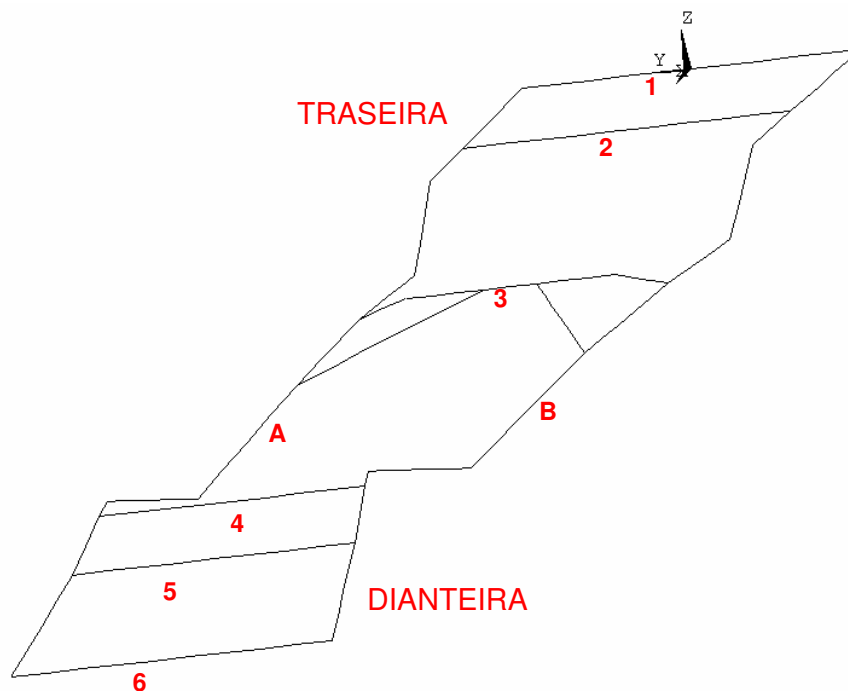


Figura 7.8: Geometria criada para construção do modelo em elementos de barra.

O elemento escolhido para criar o modelo de barras foi o BEAM4, mostrado na figura 7.9. O elemento de barra BEAM4 é uniaxial e tem capacidade para representar tração, compressão, torção e flexão. Ele possui seis graus de liberdade em cada nó (translação nas direções nodais x , y e z e rotações em torno dos eixos nodais x , y e z), sendo também capaz de representar grandes deformações. O elemento é definido por dois ou três nós, a área da seção transversal, dois momentos de inércia de área (I_{ZZ} e I_{YY}), um ângulo de orientação (θ), duas espessuras (TKY e TKZ), o momento torcional de inércia (IXX) e as propriedades do material.

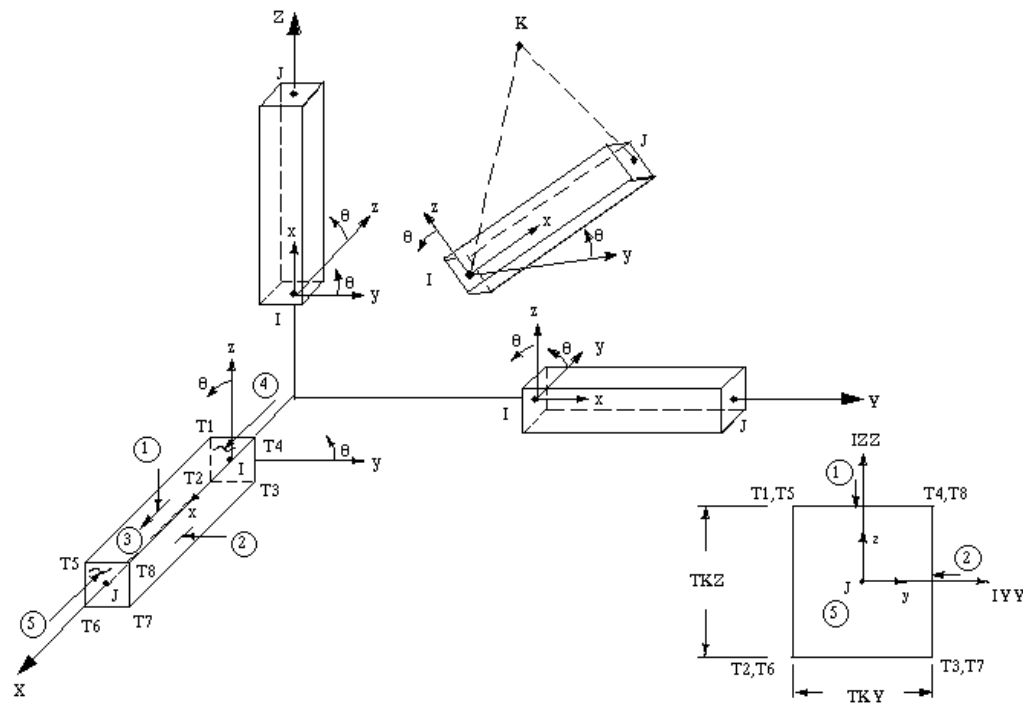


Figura 7.9: Representação esquemática do elemento BEAM4.

Para a opção usada de dois nós por elemento, a orientação ($\theta=0^\circ$) é automaticamente calculada para ser paralela ao plano X-Y. No modelo em barras, foi necessário a criação de seis diferentes constantes reais para definir as seis diferentes seções existentes na estrutura real, conforme mostra a figura 7.10 e a tabela 7.1.

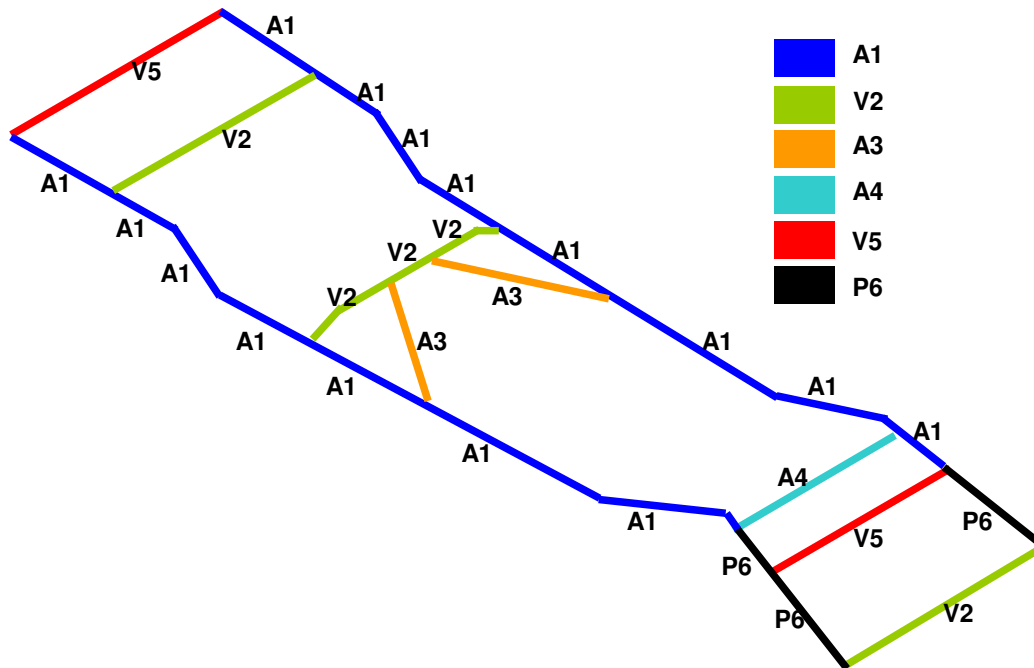


Figura 7.10: Constantes reais aplicadas ao modelo de barras para representar suas propriedades.

Tabela 7.1: Propriedades reais usadas no modelo tipo barra.

Propriedade	Área (mm ²)	Espessura (mm)	IZZ (mm ⁴)	IYY (mm ⁴)	IXX (mm ⁴)
A1	1376	4	847659	2550000	2020000
V2	537	3	218328	218328	436733
A3	376	3	75666	75666	151258
A4	301	3	38863	38863	77737
V5	157	3	12325	12325	24646
P6	1136	4	1706719	1740000	532171

Definido o modelo de barras, este foi submetido ao teste de torção e teve seus resultados comparados com os experimentais e os obtidos através do modelo em casca. O modelo fica em condições de ser validado, como será visto no capítulo de resultados. Após a validação, o modelo de barras poderá ser considerado representativo do chassi real e ganhar confiabilidade para ser utilizado no procedimento de otimização.

7.4 - Adequação do modelo em elementos de barra para fins de otimização

Para realizar a otimização, foi necessário recriar o modelo de barras validado no software Genesis®. O procedimento de otimização será mostrado no próximo capítulo e teve com objetivo aumentar a rigidez torcional do chassi. Para que a otimização fosse feita em condições similares às de uso da estrutura real, optou-se por apoiar o modelo sobre molas posicionadas nos suportes das suspensões, conforme indicado na figura 7.11.

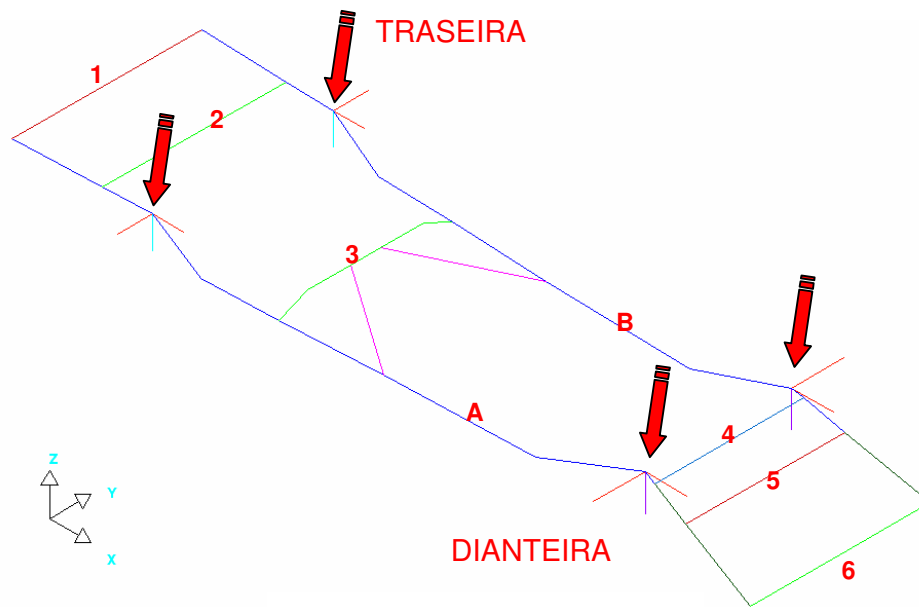


Figura 7.11: Modelo de barras apoiado em elementos tipo mola.

Foram usadas molas nas direções x, y, e z. A rigidez usada na direção z foi a da mola real usada no veículo enquanto que a rigidez usada nas direções x e y foi a mínima necessária para evitar problemas numéricos. A tabela 7.2 mostra as propriedades das molas utilizadas nas diferentes direções para apoiar o modelo de barras.

Tabela 7.2: Propriedades das molas utilizadas nas diferentes direções.

Direção	Rigidez Kg/mm
X	0,4
Y	0,4
Z	28,4

CAPÍTULO 8

RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo, será feita a apresentação de todos os resultados obtidos nesta dissertação. Serão apresentados os resultados da análise modal, medição de massa e a comparação dos resultados de simulação com os obtidos nos ensaios experimentais de torção e flexão. A formulação do problema de otimização, bem como seus resultados, também serão apresentados.

8.1 - Resultados obtidos para o teste de torção

Para calcular a constante de rigidez à torção, relativa a cada teste, foi aplicado aos dados um procedimento de regressão linear. Neste procedimento, considera-se que o chassi não apresenta deflexão torcional quando não submetido a esforços externos (condição de chassi não empenado). Desta forma, o ponto (0,0) é introduzido como um dado a mais no início da curva de carregamento e a deflexão residual é considerada no final da curva de descarregamento da estrutura. A figura 8.1 ilustra uma das dez curvas obtidas.

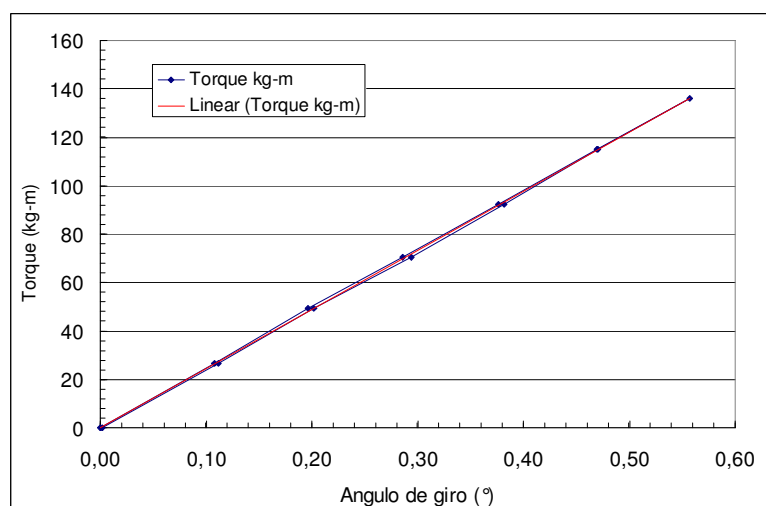


Figura 8.1: Exemplo de curva para cada um dos testes de torção.

Apesar de bastante pequena, a análise dos dados mostrou que existe histerese, possivelmente devido a atrito associado às condições de contorno. Cada um dos 10 testes realizados forneceu um valor de rigidez torcional, resultando portanto em uma família de dados. Estes dados foram usados para determinar um intervalo de confiança onde a média da rigidez se encontra. Trata-se de um procedimento que agrega maior significado aos dados de interesse.

Para efeito desta análise, foi escolhido um intervalo de confiança de 95%, ou seja, pode-se afirmar com 95% de confiança que a verdadeira rigidez do chassis testado encontra-se neste intervalo. Os resultados para momento aplicado em função do ângulo de torção da estrutura são mostrados na figura 8.2.

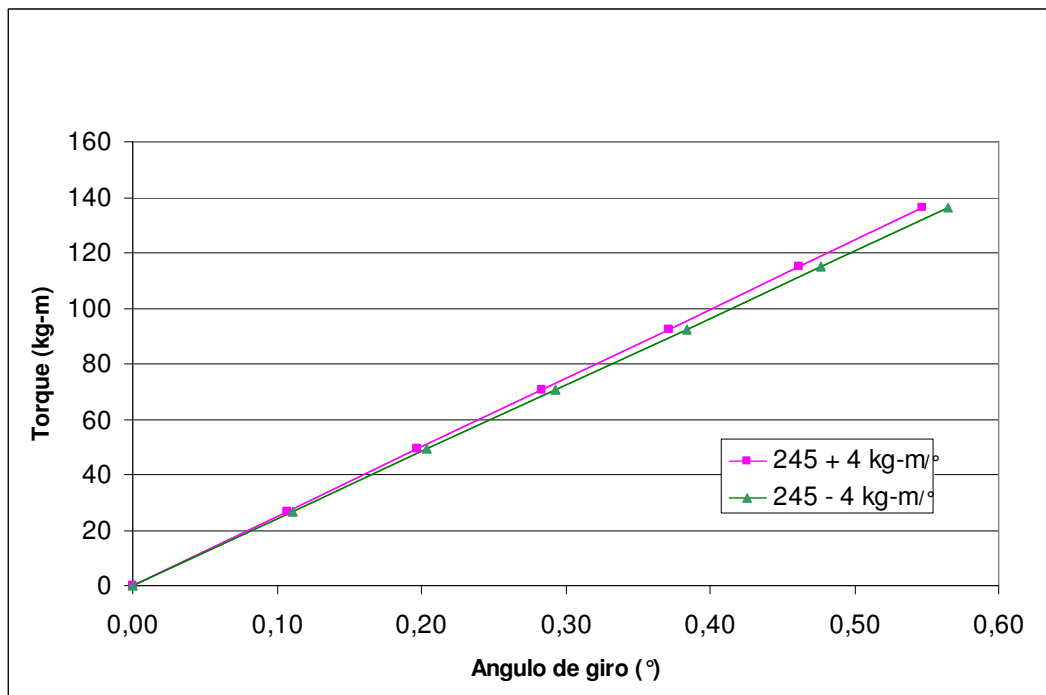


Figura 8.2: Momento aplicado em função ângulo de torção da estrutura.

Para os dados apresentados na figura 8.2 a inclinação é $245 \pm 4 \text{ kg-m/}^\circ$, ou seja, uma variação de aproximadamente 2% em torno da média (com 95% de confiança). Na verdade, são mostradas duas inclinações: $245 + 4 \text{ kg-m/}^\circ$ e $245 - 4 \text{ kg-m/}^\circ$. Portanto, as inclinações mostradas através das retas de regressão representam o intervalo onde a média da rigidez torcional se encontra com 95% de confiança.

Para avaliar a rigidez torcional do chassi, através do modelo de elementos finitos, foram aplicadas as condições de contorno representativas do ensaio experimental, conforme discutido no capítulo anterior.

A rigidez torcional, encontrada no modelo de elementos finitos, é em torno de 4% maior do que a rigidez da estrutura real. (Elementos Finitos $y = 253,55x - 0,0243$ com $R^2 = 1$). Apesar desta diferença, a figura 8.3 indica que os resultados preditos através do modelo de elementos finitos são consistentes com os medidos experimentalmente. A ligeira superioridade da rigidez do modelo em elementos finitos, provavelmente, é devida à hipótese de soldas perfeitas e material homogêneo, situação dificilmente verificada na prática.

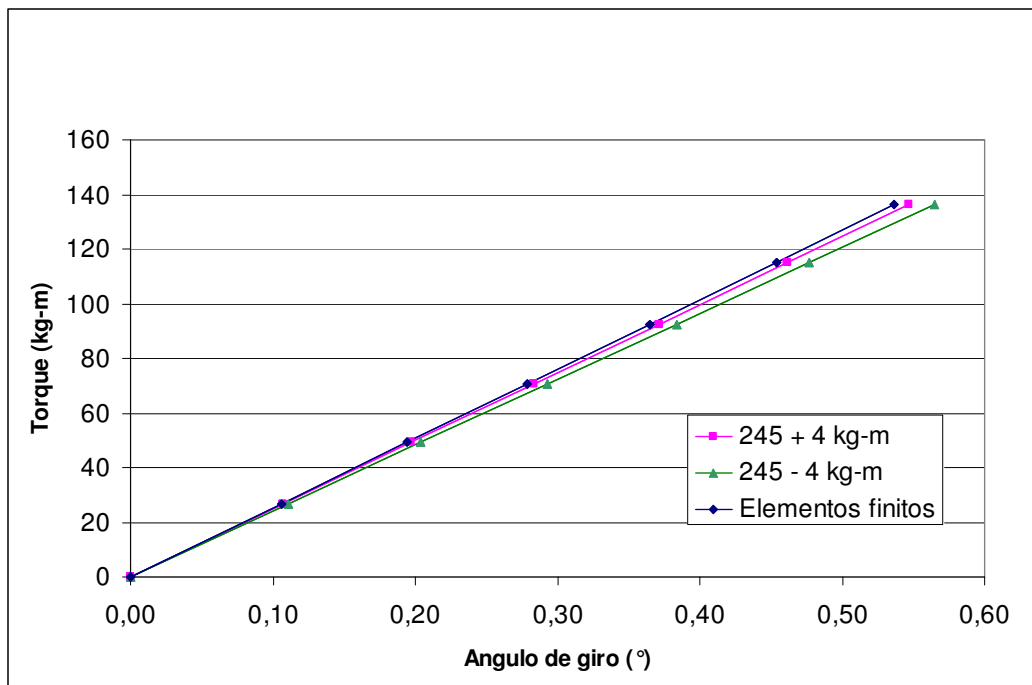


Figura 8.3: Comparação da rigidez torcional medida experimentalmente e calculada a partir do modelo em elementos finitos.

8.2 - Resultados obtidos para o teste de flexão

O tratamento dado aos resultados de flexão foi semelhante ao caso da torção, ou seja, cada medição foi representada por uma aproximação via regressão linear. Além disto, o ponto (0,0) foi introduzido na curva de carregamento, enquanto que o resíduo do descarregamento foi considerado para avaliação da histerese (muito

pequena). A figura 8.4 ilustra uma das dez curvas obtidas para o teste de flexão enquanto que a figura 8.5 mostra os resultados para carga versus flecha para o chassis completo.

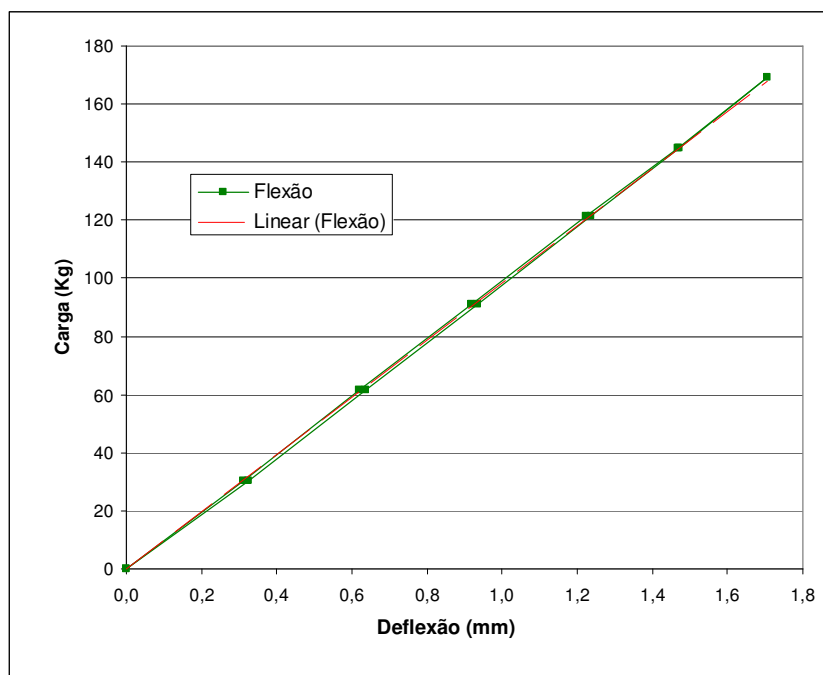


Figura 8.4: Exemplo de curva obtida a partir dos testes de flexão.

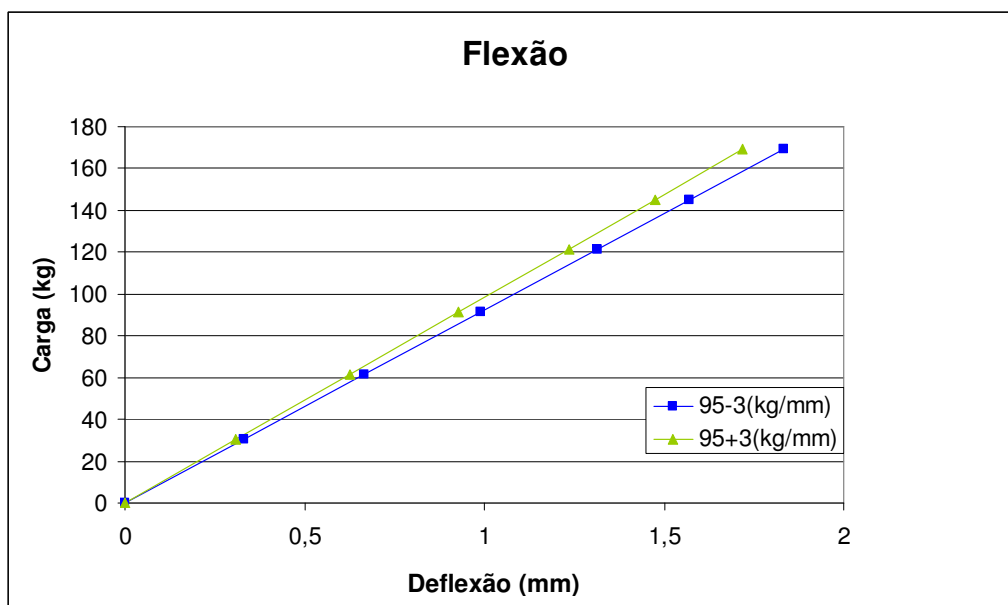


Figura 8.5: Resultados obtidos para a carga versus deflexão máxima.

No caso destas medições o que se busca é estabelecer um parâmetro associado à rigidez à deflexão da estrutura e definido pela relação entre a carga de flexão aplicada e a flecha máxima observada. Assim como no caso da torção, a figura 8.5 mostra duas inclinações que indicam a faixa esperada para esta propriedade. Ou seja, o intervalo onde a média desta relação se encontra com 95% de confiança. Para os dados apresentados na figura 8.5, a inclinação é $95,3 \pm 3 \text{ kg/mm}$. Isto representa uma variação de aproximadamente 3% em torno da média (com 95% de confiança).

Para avaliar a propriedade associada à rigidez a flexão do chassi no modelo de elementos finitos, as condições de contorno representativas do teste experimental foram aplicadas, conforme apresentado no capítulo sete. A comparação dos resultados mostrados na figura 8.6 indica que existe consistência entre simulação e experimento, apesar dos resultados do modelo em elementos finitos apresentarem rigidez cerca de 16 % maior (Elementos Finitos $y = 111,3x$ com $R^2 = 1$). Esta diferença pode ser associada às hipóteses de perfeição das soldas e homogeneidade do material.

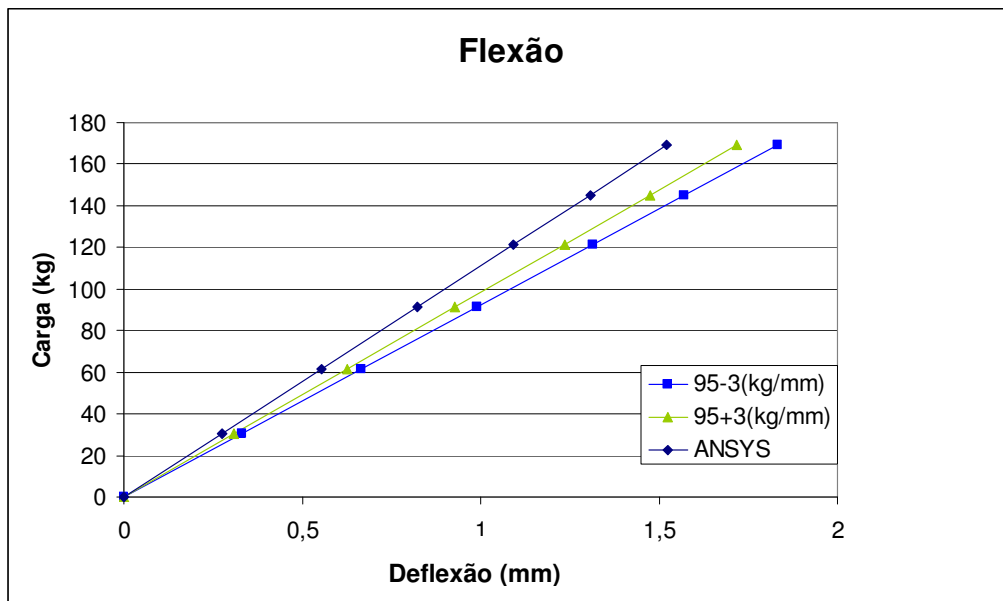


Figura 8.6: Comparação entre a rigidez à flexão do modelo em elementos finitos e os valores obtidos experimentalmente.

8.3 - Resultados obtidos para o teste de análise modal do chassis

A partir dos resultados da análise modal foram obtidas as seis primeiras frequências naturais da estrutura. Na tabela 8.1, tem-se os dados obtidos, permitindo a comparação entre os valores calculados através do modelo em elementos finitos e aqueles identificados experimentalmente.

Tabela 8.1: Frequências naturais do chassis analisado.

Experimental [Hz]	Elementos Finitos [Hz]
27,57	34,1
43,99	45,5
61,17	54,4
80,86	82,8
102,52	86,1
114,74	110,3
131,53	128,8

As figuras 8.7, 8.8 e 8.9 ilustram os três primeiros modos obtidos pela análise em elementos finitos e referentes às frequências 34,1; 45,5 e 54,4 Hz.

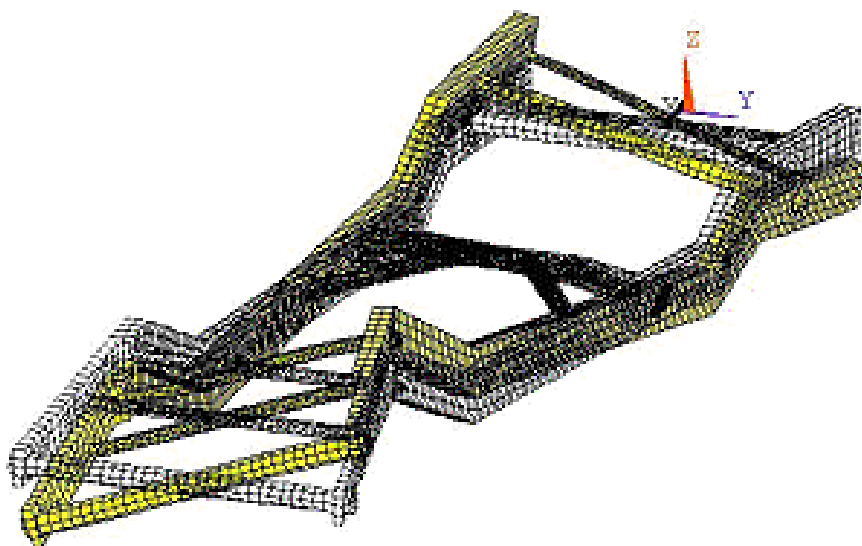


Figura 8.7: Primeiro Modo, 34,1 Hz – Torção da estrutura.

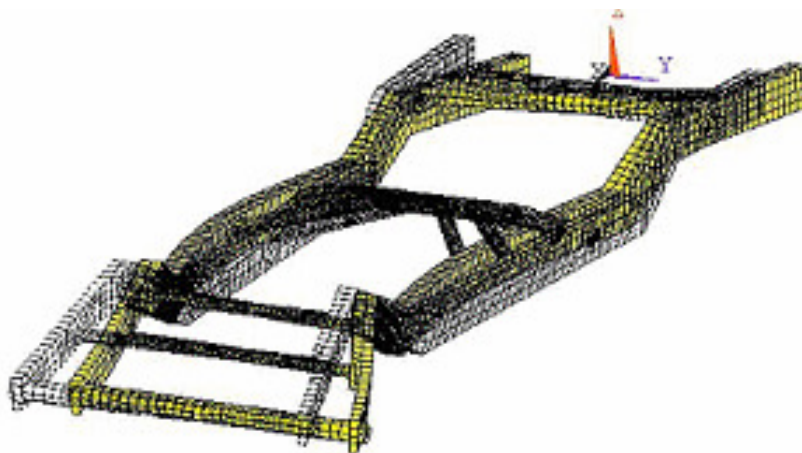


Figura 8.8: Segundo Modo, 45,5 Hz – Flexão em torno do eixo Z.

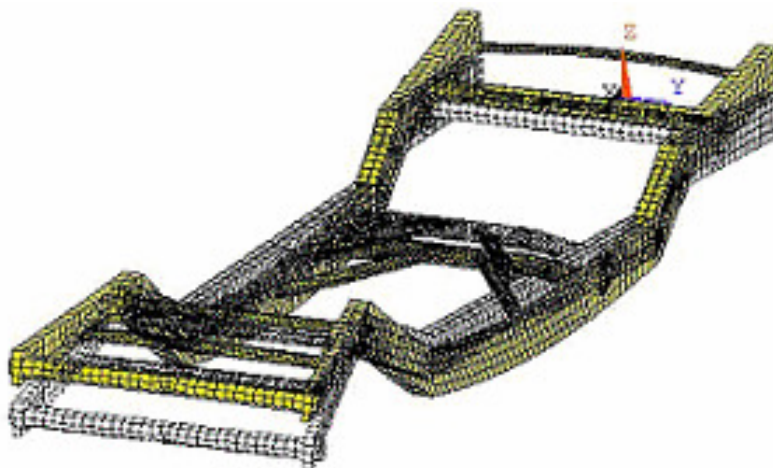


Figura 8.9: Terceiro Modo, 54,4 Hz – Flexão em torno do eixo Y.

8.4 - Resultados relativos à medição de espessuras

A figura 8.10 indica, de forma gráfica, os resultados da medição de espessura associados aos diversos perfis que compõem o chassi. A análise da figura, mostra que os perfis que compõem o chassi real apresentaram espessura sempre ligeiramente superior ao valor nominal esperado.

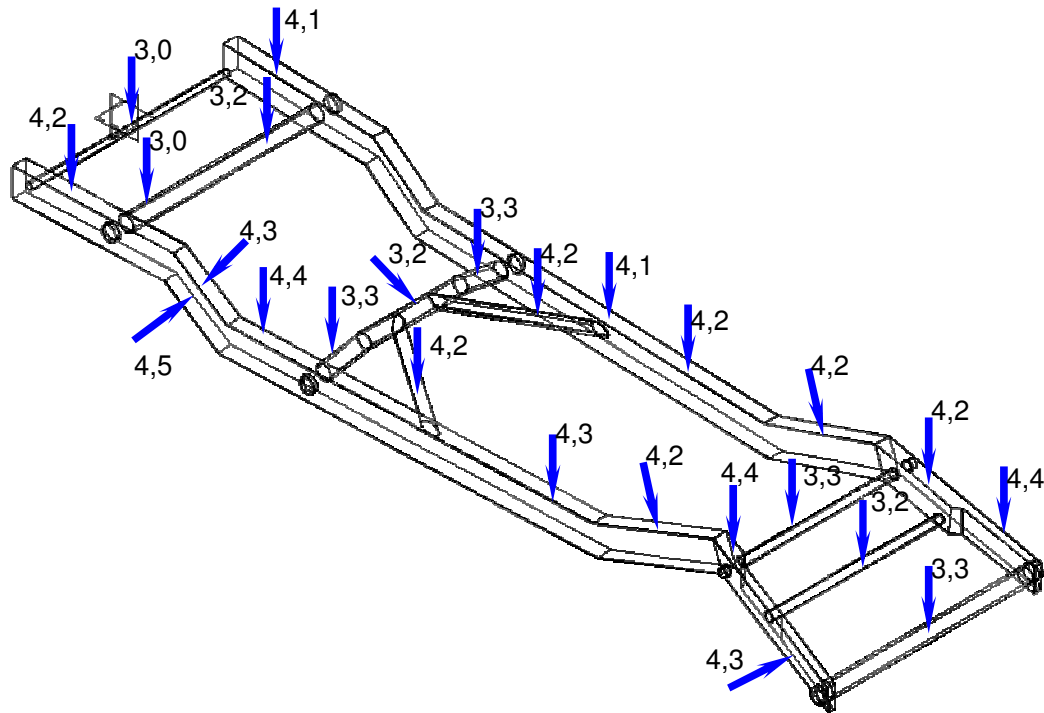


Figura 8.10: Resultados da medição das espessuras da estrutura.

8.5 - Resultados relativos à medição de massa do chassis

Conforme apresentado no capítulo sete, esta medição foi dividida em duas etapas. Primeiramente o chassis foi apoiado em seus suportes na parte dianteira e medida a força peso na parte traseira a partir do indicador da célula de carga Kratos. A leitura realizada foi de 12,5. Feito isto, foram invertidas as posições de apoio / medição e a leitura correspondente ao peso na dianteira foi de 16,0.

O total indicado pela célula de carga Kratos durante as medições foi de 28,5. Isto corresponde a uma massa total do chassis de 167,13 kg. A massa calculada a partir da atribuição da densidade do aço ao volume dos desenhos implementados no modelador sólido (figura 7.1), forneceu um valor de 163,59 kg. A comparação entre estes dois valores mostra uma pequena diferença da ordem de 3,54 kg, ou seja, um erro relativo a estrutura real de apenas 2,12 %. Cabe ressaltar que esta comparação foi feita considerando o chassis e todos os seus suportes (suspensão, câmbio e carroceria). Isto contribui para que a massa total do componente seja bem superior a aquela obtida quando se desconsidera apenas as longarinas e travessas.

8.6- Resultados relativos à otimização

O problema de otimização com restrições foi definido a partir do objetivo de maximizar a rigidez da estrutura à torção. Para maximizar a rigidez a torção, foram minimizados os deslocamentos nos pontos 1, 2, 3 e 4 da estrutura na direção Z, quando submetida a uma carga de torção aplicada nos suportes de mola da suspensão A, B, C, e D como mostrado na figura 8.11.

Como variáveis de projeto foram perturbadas as coordenadas X, Y e Z dos 22 nós destacados na figura 8.11 com o símbolo “●”. Como restrição foi estabelecido que os pontos A, B, C e D permanecessem fixos. Além destas restrições, foram impostas restrições laterais às variáveis de projeto de forma que estas não fornecessem um modelo incompatível com a sua construção física ou utilização prática como estrutura veicular.

Antes de proceder à otimização propriamente dita, o modelo de barras concebido no software de elementos finitos GENESIS® foi validado em uma comparação de resultados com a estrutura real e com o modelo em elementos de casca do ANSYS® para a condição do teste de torção, conforme mostra na figura 8.12.

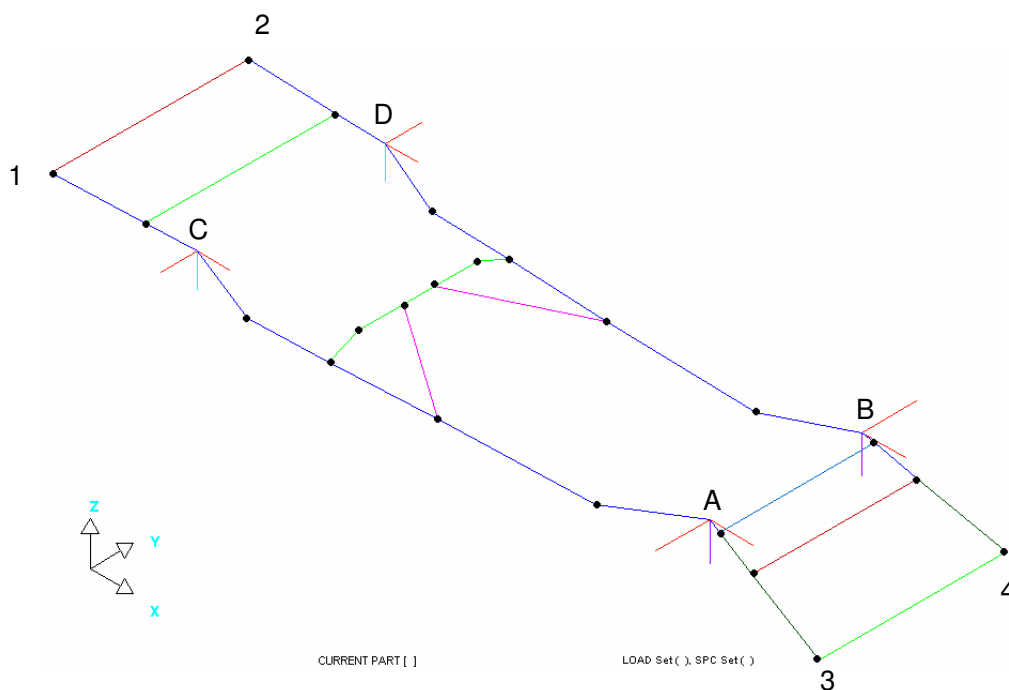


Figura 8.11: Modelo de barras a ser otimizado pelo software GENESIS®.

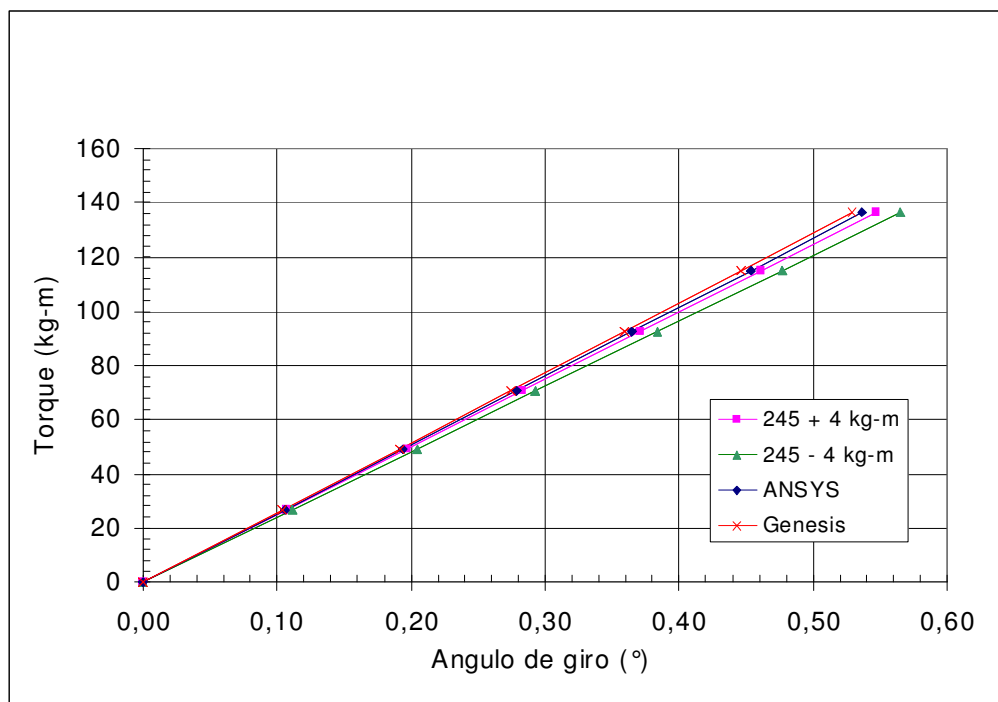


Figura 8.12: Validação do modelo de barras implementado no GENESIS® através da comparação de seus resultados de rigidez com aqueles obtidos experimentalmente no teste de torção e através do modelo de casca ANSYS®.

Para a otimização foi utilizado o software comercial GENESIS®, operando de acordo com o método apresentado no item 5.7. Durante a otimização, a avaliação da função objetivo foi feita através de uma análise estática, com a estrutura apoiada em elementos tipo mola. Isto, para representar uma condição próxima a de utilização real (conforme comentado no capítulo sete). Para compor a excitação do modelo (momento) durante a otimização, foram aplicadas forças nas posições dos suportes de mola, conforme mostrado na figura 8.13.

A solução do problema de otimização enfrentou problemas associados à presença de mínimos locais no espaço de projeto. Eles foram contornados pela interferência do autor. Na parte traseira da estrutura, a colocação de duas travessas (uma na parte posterior e outra na seção de aplicação das forças) resolveu o problema dos mínimos locais.

Problemas complexos de otimização geralmente possuem mínimos locais. Eles inviabilizam o algoritmo de continuar, automaticamente, a busca pelo mínimo global. Cabe ao engenheiro a responsabilidade de verificar se o mínimo encontrado pelo

algoritmo é realmente o mínimo global, e tomar providências que façam com que ele continue sua busca pela melhor configuração de projeto.

Ao longo do procedimento de otimização o valor da função objetivo evoluiu conforme mostra a figura 8.14 e em 18 passos foi encontrado o mínimo global para o problema apresentado. Nota-se pela análise desta figura que a evolução da redução do valor da função objetivo deu-se de maneira estável e consistente.

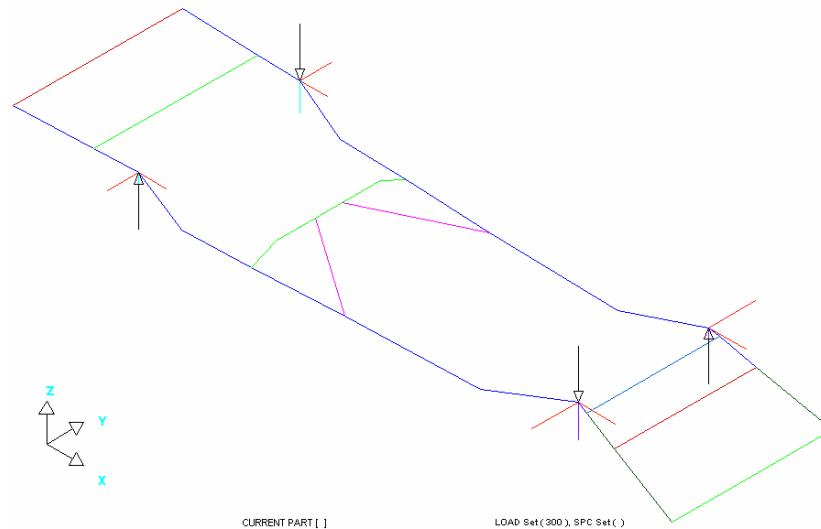


Figura 8.13: Forças aplicadas para submeter a estrutura analisada a torção.

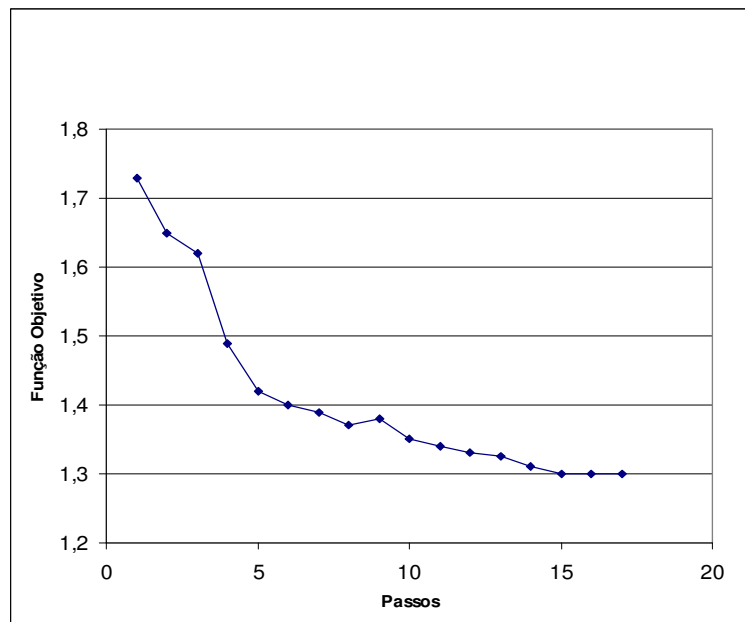


Figura 8.14: Evolução do valor da função objetivo ao longo do procedimento de otimização.

Ao término da otimização, a nova estrutura assumiu um formato conforme mostrado na figura 8.15. Para efeito de uma melhor avaliação do resultado obtido, a estrutura otimizada foi submetida às condições de contorno do ensaio experimental de torção e os resultados comparados com aqueles da estrutura original. Na figura 8.16, tem-se esta comparação. Ela permite concluir que a estrutura otimizada apresenta rigidez à torção 75% maior que a da estrutura original. Seu retorno à forma geométrica sólida resultou em um modelo conforme mostrado na figura 8.17.

Além da mudança na rigidez à torção, a estrutura otimizada apresenta centro de gravidade 30mm mais alto em relação à configuração original. Outra grande vantagem da estrutura otimizada em relação à original é a sua maior simplicidade geométrica. Este fator, com certeza, irá facilitar muito seu processo de fabricação industrial.

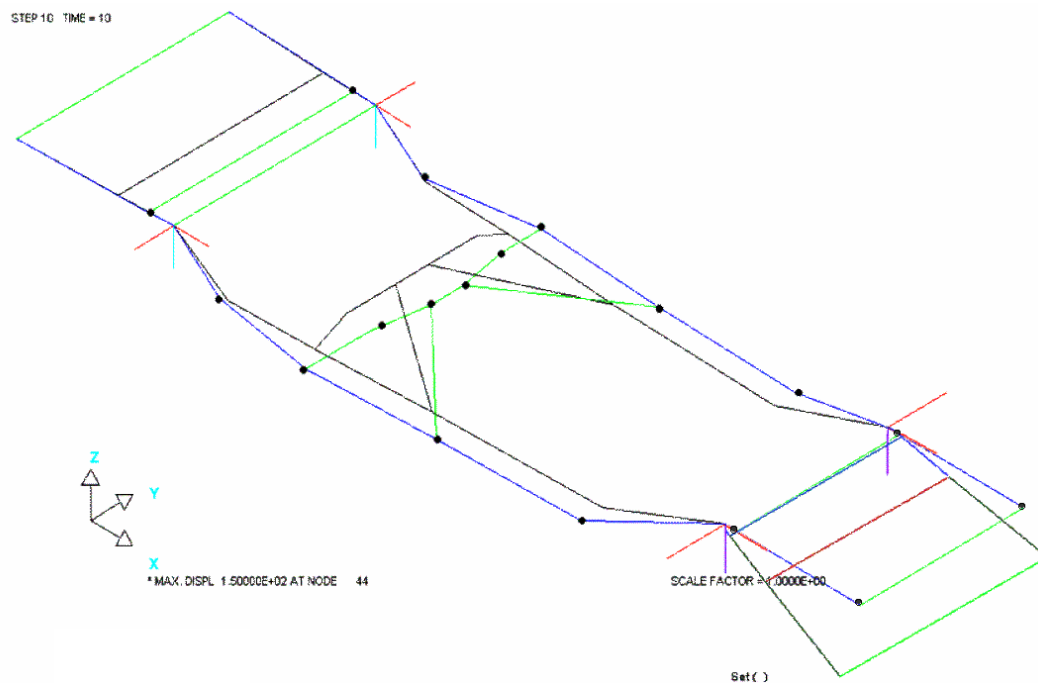


Figura 8.15: Geometria final do modelo de barras após a otimização.

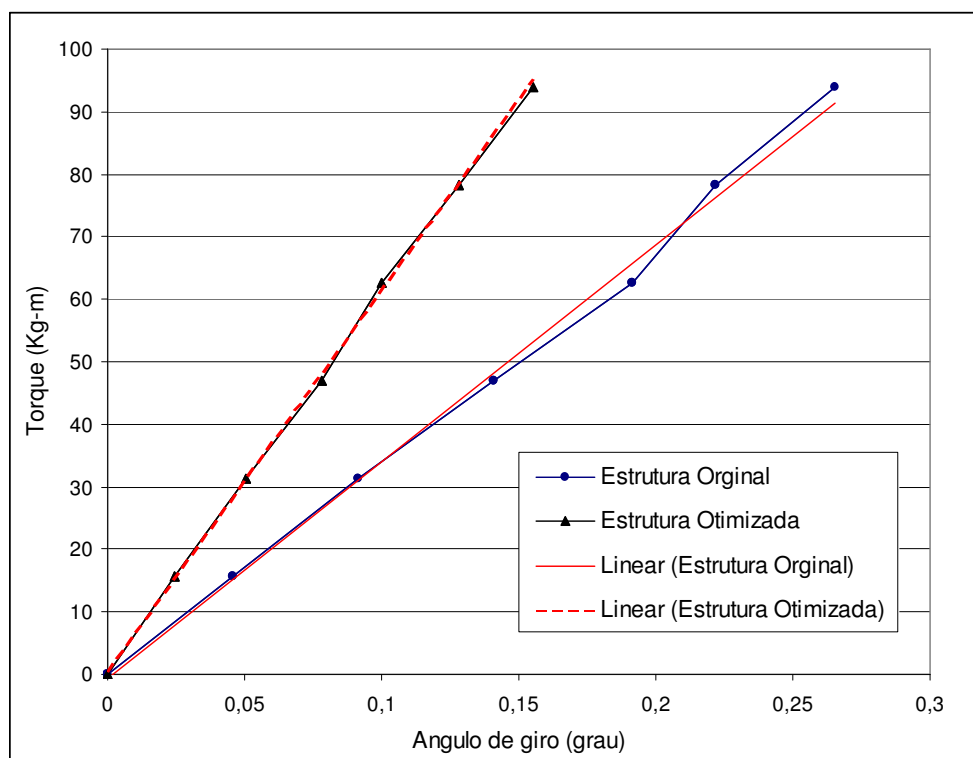


Figura 8.16: Comparação entre a estrutura real e otimizada quanto a resistência à torção.

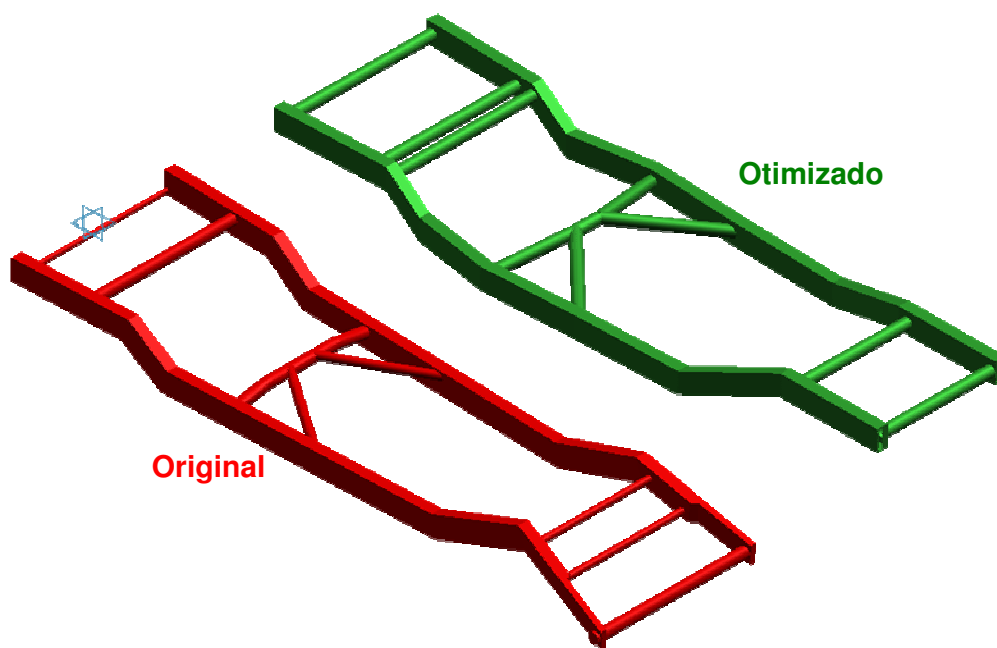


Figura 8.17: Comparação entre o formato da estrutura original e a otimizada .

8.7 - Resultados relativos à medição de massa do chassi otimizado

A massa da estrutura otimizada foi calculada a partir dos desenhos realizados no modelador sólido, atribuindo ao modelo as propriedades do aço. A integração do seu volume forneceu, como resultado, uma massa de 99 kg.

Este valor representa um aumento de 5 kg (6%) em relação à massa total de 94 kg da estrutura original. É importante destacar, que estes valores de massa são sensivelmente menores que os apresentados no item 8.5 em virtude deles não considerarem os diversos suportes presentes na estrutura, ou seja, aqui são considerados basicamente as longarinas e travessas da geometria simplificada.

8.8 - Resultados obtidos através de análise modal do chassi otimizado

Realizou-se um procedimento de análise modal a partir do modelo em elementos de casca da estrutura otimizada. Os valores das três primeiras frequências naturais estão mostrados na tabela 8.2. Nas figuras 8.18, 8.19 e 8.20, tem-se os três primeiros modos referentes às frequências de 40,1 Hz, 47,58 Hz e 60,07 Hz.

Tabela 8.2: Primeiras frequências naturais da estrutura otimizada.

Modo	Frequência [Hz]
1	40,10
2	47,58
3	60,07

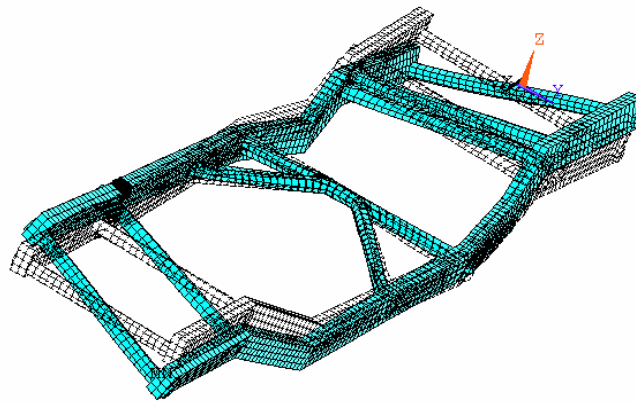


Figura 8.18: Primeiro Modo, 40,10 Hz – Torção da estrutura.

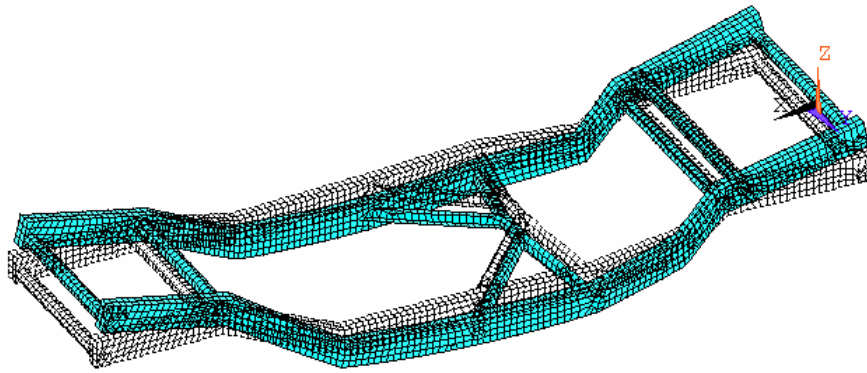


Figura 8.19: Segundo Modo, 47,58Hz – Flexão em torno de Y.

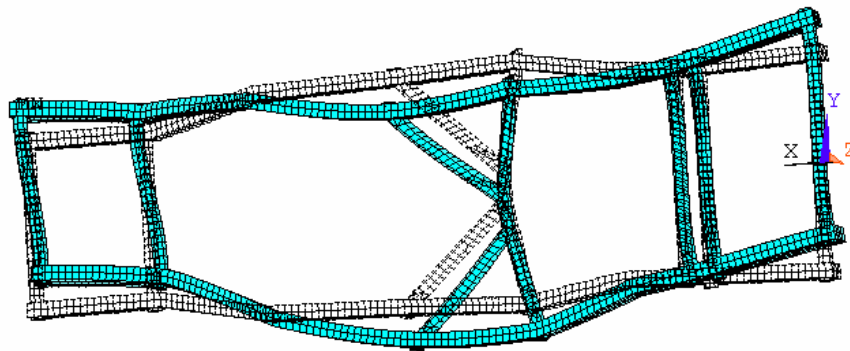


Figura 8.20: Terceiro Modo, 60,07Hz – Flexão em torno de Z.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES E SEQÜÊNCIA DO TRABALHO

9.1 - Conclusões

A metodologia utilizada na pesquisa mostrou-se adequada uma vez que permitiu a obtenção dos resultados pretendidos em seus objetivos.

Fez-se uma ampla pesquisa histórica e revisão bibliográfica que mostram que o tema abordado é atual e de grande interesse para o desenvolvimento científico e tecnológico da indústria automobilística.

Os conceitos e a utilização de protótipos virtuais, ferramentas de simulação e otimização numérica podem contribuir, de forma bastante eficiente, para acelerar o desenvolvimento tecnológico de veículos. Ao mesmo tempo, estas técnicas também contribuem para uma importante redução dos custos associados a este desenvolvimento.

Fez-se a desmontagem completa de um veículo de uso misto de alto desempenho, para que sua estrutura (chassis) fosse objeto de ensaios experimentais.

Submeteu-se a estrutura em estudo a ensaios de torção e flexão, com a finalidade de levantar parâmetros associados a suas características de rigidez.

Fez-se um levantamento completo da geometria da estrutura em questão com a finalidade de fornecer parâmetros para a construção de um modelo matemático a partir do método dos elementos finitos. Com esta mesma finalidade, fez-se medições de massa, espessura e análise modal desta estrutura.

Baseado nos ensaios experimentais realizados construiu-se modelos em elementos finitos para representar a estrutura real em ambiente virtual. Construiu-se modelos em elementos de casca e barras, visando a validação pela comparação de resultados experimentais e de simulação, bem como para a sua utilização posterior em procedimento de otimização.

A comparação entre resultados experimentais e de simulação para a rigidez torcional do chassis mostrou que o modelo em elementos finitos apresentou rigidez em torno de 4% maior que a da estrutura real. Este fato deve-se, provavelmente, às hipóteses de solda perfeita e homogeneidade do material consideradas na modelagem.

A comparação entre os resultados de flexão mostrou que o modelo em elementos finitos apresentou rigidez cerca de 16% maior que valor determinado experimentalmente. Provavelmente, a causa desta diferença está associada às mesmas hipóteses simplificadoras citadas no parágrafo anterior.

A comparação entre a massa medida experimentalmente para o chassi real e aquela calculada através do modelo geométrico apresentou um erro de aproximadamente 2,2%. Isto demonstra um elevado nível de fidelidade do modelo.

A comparação entre as frequências naturais identificadas através de procedimento experimental e aquelas obtidas por análise modal do modelo em elementos finitos mostrou resultados satisfatórios. Isto levando-se em conta que os acelerômetros foram todos posicionados na direção vertical do chassi, o que não permite a percepção de movimentos fora deste plano.

Foi realizado um procedimento de otimização automática utilizando o software comercial GENESIS[®]. Este procedimento teve como objetivo aumentar a rigidez torcional do chassi através da perturbação da posição dos nós que definem a malha do modelo. O procedimento de otimização evoluiu de forma estável e consistente de forma que, ao final de dezoito interações, o procedimento foi interrompido. Como resultado obteve-se uma nova configuração para o chassi com rigidez torcional 75% maior que a configuração original. A configuração ótima, também apresentou um centro de gravidade 30 mm mais alto e um acréscimo de peso de apenas 5 kg (6%). Como importante vantagem adicional, a geometria da versão otimizada apresenta-se mais simples que a original, o que facilitará sua posterior fabricação.

Este trabalho, desenvolvido em parceria com uma empresa do setor automobilístico, cumpriu com seus objetivos no que diz respeito à contribuição para a formação de competência em uma área cujo domínio da tecnologia é bastante restrito. Além disto, em função do caráter altamente aplicado da pesquisa, espera-se que no futuro seus resultados contribuam para a produção de mais um produto genuinamente brasileiro, desenvolvido a partir das mais modernas técnicas disponíveis.

9.2 - Sugestões a respeito da seqüência deste trabalho

Este trabalho abre amplas perspectivas para a sua continuação dentro de um projeto de pesquisa mais amplo, visando conceber e construir um protótipo completo de veículo de uso misto.

A partir da geometria da estrutura otimizada pretende-se construí-la em escala real, e assim, permitir a validação dos modelos em elementos finitos através da

comparação entre resultados experimentais e de simulação para torção, flexão, massa e análise modal.

Usar o modelo matemático das estruturas original e otimizada como sub-sistemas em modelos de multi-corpos. O objetivo é estudar o comportamento dinâmico global do veículo usado como referência neste trabalho bem como proporcionar a sua evolução para o protótipo que se pretende construir.

Definir o conjunto propulsor e desenvolver o projeto dos demais sistemas do veículo (suspensão, direção), visando a construção do protótipo.

Conceber e construir a carroceria do protótipo levando em conta aspectos estéticos, aerodinâmicos e o compartilhamento de peças e componentes com outros veículos comerciais já existentes.

Montar o protótipo funcional do veículo e submetê-lo aos mais diversos testes de comportamento dinâmico. Finalmente, avaliar a possibilidade deste veículo ser produzido em escala industrial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, V. & ASKKENAZI, A.; 1999; "Building Better Products with Finite Element Analysis"; ISBN 1-56690-160X; Library of Congress Cataloging-in-Publication OnWorld Press, Santa Fe, NM, USA; 393p.

BORGES, J.A.F.; 1999; "Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaio Experimentais"; Tese de Doutorado; Universidade Federal de Uberlândia; 213 p.

BORGES, J.A.F., STEFFEN JR., V., SCHARDIJN, E.C. and ARGENTINO, M.A.; 1996; "On The Optimization of Vehicle Dynamics"; Proceedings of the ISMA 21; Leuven; Belgium; Vol.3; pp. 1863-1872.

BORGES, J.A.F., STEFFEN JR., V., SCHARDIJN, E.C. and ARGENTINO, M.A.; 1996; "Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles"; SAE Technical Paper Series No. 962330 E - Anais do IV Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade; São Paulo; Brasil.

BORGES, J.A.F.; 1995; "Modelagem Tridimensional Não Linear de Veículos Articulados Pesados do Tipo Cavalo Mecânico Carreta"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 190 p.

BORGES, J.A.F.; STEFFEN JR., V.; SCHARDIJN, E.C.; ARGENTINO, M.A.; 1999; "Vehicle Dynamics: Modelling and Experimental Testing"; Proceedings of the PACAM VI / DINAME - Sixty Pan American Congress of Applied Mechanics; p. 1499-1502.

BUTKEWITSCH, S.; 1998; "Otimização de Sistemas Mecânicos: Ferramenta de Engenharia de Concepção"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 155 p.

COL, D.; FURINI, F., MUELLER, O.; TRIVERO, R.; 1998; "Static-Vibrational Design Of A Bonnet With frame Topological Optimization"; Technical Paper DG III; European Commission; No. 24462.; Industrie Pininfarina, Torino, Italy; 24p.

COSTA, A.V; 1998; "Avaliação de Estruturas Veiculares Soldadas a Aceitabilidade"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 150 p.

HAPPIAN, J.S.; 2002; "An Introduction to Modern Vehicle Design"; ISBN 0 7680 0596 5 ON -R-295; Society of Automotive Engineers, Inc.; Reed Educational and Professional Publishing; 585p.

HERRICK G.P.; LONNY, L.T.; LAW, E.H.; 1998; "The Effects of Local Spring Perch Flexibility on Suspension Geometry of a Winston Cup Race Car"; SAE Technical Paper Series No. 983032 – Motorsports Engineering Conference Proceedings Volume 1: Vehicle Design and Safety; Dearborn, Michigan, USA.

JUANG, J. N. and PAPPA, R. S.; 1985; "An Eigensystem Realization Algorithm for Modal Parameter Identification and Model Reduction"; Journal of Guidance, Control and Dynamics; Vol. 8; No.5; pp. 620-627.

KIMBALL S.; 1999; "Don't focus on stress when stiffness is the problem", Machine Design Magazine; Laucadia; California; 4p.

LAMPERT J.K., LAW H.E., LONNY L.T.; 1998; "Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis"; SAE Technical Paper Series No. 983054 – Motorsports Engineering Conference Proceedings Volume 1: Vehicle Design and Safety; Dearborn, Michigan, USA.

MAIA, N. M. M. e MONTALVÃO e SILVA, J. M.; 1997; "Theoretical and Experimental Modal Analysis"; Research Studies Press LTD; Baldock; Hertfordshire; Inglaterra; 468p.

SOUZA, Ten. Cel. M.A.; 1990; "Chassis – Estudo dos Pneus e Rodas"; Apostila de aula; Instituto Militar de Engenharia; 96 p.

SRIKANTH R., LONNY L.T., HARRY, L.E.; 1998; "The Effects of Chassis Flexibility on Roll Stiffness of a Winston Cup Race Car"; SAE Technical Paper Series No. 983051 – Motorsports Engineering Conference Proceedings Volume 1: Vehicle Design and Safety; Dearborn, Michigan, USA.

TOMPSON, L.L.; RAJU, S.; LAW, E.H.; 1998; "Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness"; SAE Technical Paper Series No. 983053 – Motorsports Engineering Conference Proceedings Volume 1: Vehicle Design and Safety; Dearborn, Michigan, USA.

VANDERPLAATS, G.N.; 1984; "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design"; McGraw-Hill Book Company; USA; 332 p.

Web site; 2004; "The Military Jeep"; <http://www.hotkey.net.au/~ijcossor/index.html>;

Web site; 2004; "Troller Veículos Especiais S.A." <http://www.troller.com.br/>;

Web site; 2004; "Polo de Desenvolvimento Automotivo Fiat"; <http://www.automotivebusiness.com.br/fiatago03.htm>

Web site; 2004; "Era Replicas – Chassis Design Logic"; <http://www.erareplicas.com/>

ANEXOS

PROCEDIMENTOS COMPLEMENTARES AOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

ANEXO I - Calibração das massas padrão usadas no ensaio de torção

As massas usadas no teste de torção foram pesadas e a tabela A-1 mostra a relação dos pesos e números de identificação de cada uma delas.

Tabela A-1: Pesos das massas padrão.

Número	Peso (Kg)
04	29,0
08	24,3
13	23,1
05	23,7
09	24,3
20	23,1

ANEXO II - Calibração das massas padrão usadas no ensaio de flexão

As massas usadas no teste de flexão foram pesadas e a tabela A-2 mostra a relação dos pesos e números de identificação de cada uma delas.

Tabela A-2: Pesos das massas padrão para o teste de flexão.

Número	Massa
20	29,0
5	24,3
3	23,1
9	23,7
8	24,3
4	23,1
19	30,1
17	31,3
14	30,1
21	31,3
16	30,7
15	29,0
13	29,5
12	30,7

ANEXO III - Calibração estática da célula de carga Kratos

Antes de realizar os testes de torção, flexão e medição de massa da estrutura do veículo, foi necessário calibrar a célula de carga. A tabela A-3 mostra os pontos que deram origem a curva de calibração da célula de carga.

Tabela A-3: Pontos obtidos para calibração estática da célula de carga.

Indicador	Peso
0	0
3,2	19,2
6,3	37,3
9,7	57,2
12,7	74,4
16,1	94,5
19,2	112,7

A figura A-1 mostra os pontos da tabela A-1 plotados e a respectiva regressão linear que representa a curva de calibração estática da célula de carga Kratos.

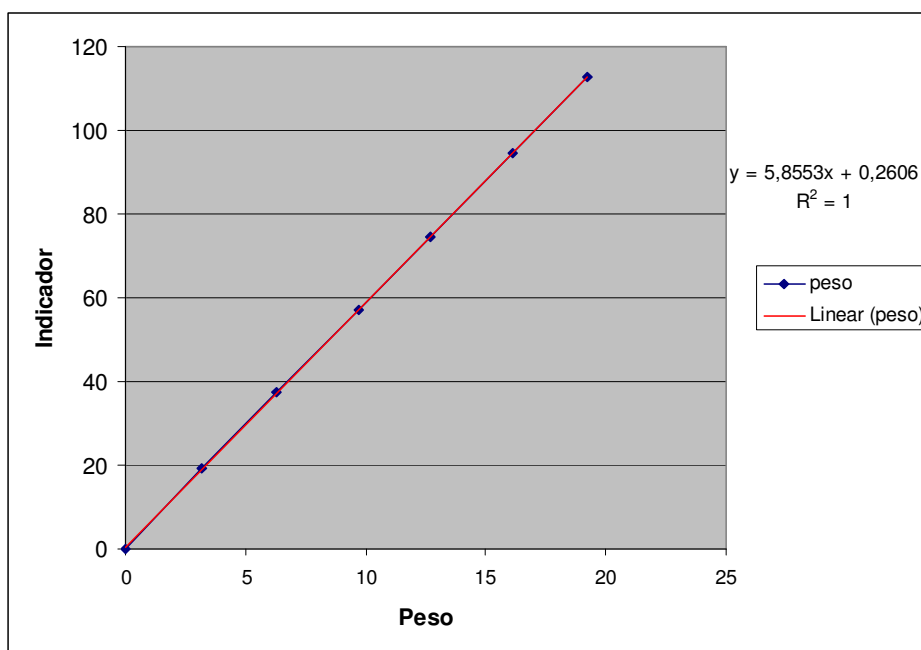


Figura A-1: Calibração estática da célula de carga Kratos.

ANEXO IV – Verificação da calibração do medidor de espessuras USE-100

Para calibrar o medidor de espessuras foi seguido o seguinte procedimento:

1. Ligar o equipamento pressionando o botão do painel frontal até que o display ascenda;
2. Verificar se o 'led' indicador de baterias está piscando (caso esteja substitua as baterias);
3. Selecionar o código de velocidade sônica existente no painel traseiro para 612 (tal procedimento é necessário pois o equipamento é fornecido com um padrão em aço de espessura 5mm, este é o código de velocidade sônica do aço);
4. Conectar o cabo do transdutor ao equipamento;
5. Coloque o acoplamento (óleo, vaselina, graxa, etc.) sobre o padrão (figura A-2);

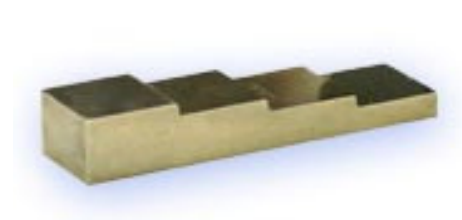


Figura A-2: Padrão para verificação da calibração do medidor de espessuras.