

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO PRELIMINAR DE ESTRUTURA TUBULAR PARA
VEÍCULO DE FABRICAÇÃO ARTESANAL

Antônio Carlos Botosso

São Paulo
2010

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO PRELIMINAR DE ESTRUTURA TUBULAR PARA
VEÍCULO DE FABRICAÇÃO ARTESANAL

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

Antônio Carlos Botosso

Orientador: Marcelo A. L. Alves

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Botosso, Antônio Carlos
Desenvolvimento de veículo especial de estrutura tubular /
A.C. Botosso. – São Paulo, 2010.
p.75

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

1. Veículos especiais (Desenvolvimento) 2. Estrutura veicular
3. Método dos elementos finitos I. Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

Estimulado pelo forte crescimento da indústria automobilística dos últimos anos, principalmente do segmento fora-de-estrada, o presente trabalho, baseado num projeto preexistente, busca apresentar as etapas iniciais do desenvolvimento de um veículo especial de estrutura tubular. A preocupação do texto está centrada na utilização de modelos e métodos para análises estruturais por simulação computacional, visando principalmente a redução de massa do veículo. O texto apresenta também um breve estudo de ergonomia interna dos ocupantes, além de esclarecer ao leitor o procedimento para registro de um veículo de fabricação artesanal com o intuito de obter o licenciamento para circulação em vias públicas.

ABSTRACT

Encouraged by strong growth in the automotive industry in recent years, especially the off-road segment, the present study intends to present the initial stages of the development of a special vehicle with tubular frame based on a preexisting design. The concern of the text focuses on the use of models and methods for structural analysis by computer simulation, mainly targeting the reduction of vehicle mass. The paper also presents a brief study of ergonomics of the occupants and clarifies to the reader the procedure to approval handmade vehicles in order to obtain permission for circulating on public roads.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE TABELAS.....	x
1. INTRODUÇÃO	11
2. OBJETIVO	14
3. LEGISLAÇÃO E NORMAS	17
3.1. Registro e licenciamento de veículos de fabricação artesanal.....	17
3.2. Emissão do Certificado de Segurança Veicular – CSV	17
3.3. Equipamentos obrigatórios para a frota de veículos em circulação.....	18
3.4. Cinto de segurança em veículos automotores.....	19
3.5. Modificações em veículos	20
3.6. Relação entre a legislação atual e o projeto	21
4. FERRAMENTAS CAD e CAE	22
4.1. Obtenção do modelo virtual - UGS-NX7®	22
5. OBTENÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA GAIOLA... 25	
5.1. Equipamentos utilizados para as aferições	25
5.2. Métodos de medição	26
5.2.1. Curso de suspensão	26
5.2.2. Distribuição do peso entre os eixos	27
5.2.3. Centro de gravidade	28
5.3. Valores medidos	28
5.4. Cálculos	30
5.4.1. Relação do macaco hidráulico	30
5.4.2. Cálculo do CG longitudinal	31
5.4.3. Cálculo da altura do CG.....	32
5.4.4. Resultados.....	33
6. CONFORTO INTERNO	34
6.1. Modelo	34
6.2. Postura do motorista	35

7. ANÁLISE DA POSTURA.....	37
7.1. Método do Triângulo	37
7.2. Postura final	38
7.3. Alcance das mãos e contorno da cabeça.....	38
8. COMPORTAMENTO DE RESPOSTA DE SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS	40
9. ANÁLISE ESTRUTURAL DA GAIOLA ORIGINAL	46
9.1. Carga vertical simétrica (flexão pura)	48
9.2. Carga vertical assimétrica (torção pura)	51
9.3. Combinação dos casos de carregamento	56
9.4. Carga longitudinal de aceleração.....	58
9.5. Carga longitudinal de frenagem.....	59
9.6. Cargas laterais.....	60
9.7. Análise dos resultados	61
10. MELHORIAS ESTRUTURAI.....	62
10.1. Flexão pura	65
10.2. Torção pura	66
10.3. Combinação dos casos de carregamento	67
11. ANÁLISE DA REGIÃO DE CONEXÃO	69
12. CONCLUSÃO	71
ANEXO A – GAIOLA ORIGINAL.....	72
ANEXO B – CARACTERÍSTICAS DO AÇO	73
ANEXO C – MODELO DA GAIOLA FINAL	74
REFERÊNCIAS	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Crescimento anual de veículos no Brasil. (2)	11
Figura 2. Modelo base do projeto.....	14
Figura 3. Planos de referência	22
Figura 4. Conexão inadequada e resultado adequado	23
Figura 5. Estrutura tubular base	24
Figura 6. Detalhe da conexão entre os tubos.....	24
Figura 7. Inclinômetro	25
Figura 8. Dinamômetro	26
Figura 9. Curso de suspensão	26
Figura 10. Arranjo para aferição do peso do eixo	27
Figura 11. Eixos coordenados	28
Figura 12. Esquema do macaco hidráulico	30
Figura 13. Esquema da aferição plana.....	31
Figura 14. Esquema da aferição com a gaiola inclinada	32
Figura 15. Cotas características do modelo para análise (6)	35
Figura 16. Origem dos eixos coordenados	36
Figura 17. Postura – passo 1.....	36
Figura 18. Postura – passo 2.....	36
Figura 19. Postura – passo 3.....	37
Figura 20. Critério do Triângulo	37
Figura 21. Postura final	38
Figura 22. Zona de alcance e espaço para cabeça	39
Figura 23. Diagrama de esforços, força cortante e momento (8).....	40
Figura 24. Momento fletor de uma viga similar à da Figura 23 simulada computacionalmente.....	41
Figura 25. Tensões numa viga similar à da Figura 23 simulada computacionalmente.....	42
Figura 26. Simulação com elementos de dimensão 50mm	43
Figura 27. Simulação com elementos de dimensão 150mm	43
Figura 28. Resposta com a curva aproximada por elementos de 50mm	44
Figura 29. Resposta com a curva aproximada por elementos de 10mm	45

Figura 30. Modelo a ser simulado destacando a estrutura tubular	46
Figura 31. Malha 1D da estrutura.....	47
Figura 32. Perfil circular e as posições das regiões C, D, E, F	47
Figura 33. Distribuição dos carregamentos típicos de veículo de passageiro (9)	49
Figura 34. Carregamento na flexão pura	50
Figura 35. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na flexão.....	50
Figura 36. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na flexão	51
Figura 37. Caso de torção típica de um veículo	51
Figura 38. Torção gerada pela elevação da suspensão.....	52
Figura 39. Força e torção aplicadas ao eixo1	52
Figura 40. Reação da roda em função de H	53
Figura 41. Torção aplicada à estrutura	54
Figura 42. Carregamento na torção pura	55
Figura 43. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção pura	55
Figura 44. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção pura	56
Figura 45. Combinação de carregamentos	56
Figura 46. Carregamento combinado, torção + flexão.....	57
Figura 47. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção.....	58
Figura 48. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção	58
Figura 49. Esquema para a dedução da transferência de carga para o eixo dianteiro.....	59
Figura 50. Carga lateral	60
Figura 51. Distribuição das forças laterais	61
Figura 52. Regiões de mais solicitadas	62
Figura 53. Configuração final da estrutura tubular	64
Figura 54. Malha 1D da estrutura.....	64
Figura 55. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na flexão.....	65
Figura 56. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na flexão	66
Figura 57. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção pura	66
Figura 58. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção pura	67
Figura 59. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção.....	67
Figura 60. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção	68
Figura 61. Modelo para análise de concentração de tensão	69

Figura 62. Conexão entre as malhas 1D e 3D	69
Figura 63. Resposta ao carregamento combinado - vista1	70
Figura 64. Resposta ao carregamento combinado - vista2.....	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Tabela de preços de veículos novos. (3).....	12
Tabela 2. Características técnicas.....	15
Tabela 3. Dimensões	29
Tabela 4. Aferições dianteira e traseira com a gaiola plana.....	29
Tabela 5. Aferição do eixo dianteiro com a gaiola inclinada.....	29
Tabela 6: Valores calculados.....	33
Tabela 7. Dimensões principais para o estudo proposto (SAE J826 Julho, 95)	34
Tabela 8. Tabela de Pesos e Medidas de tubos redondos, trefilados a frio ou a quente, para fins industriais DIN 2393, DIN 2394 e DIN 2395 ref (14).	63

1. INTRODUÇÃO

O aparecimento de veículos aptos ao uso fora-de-estrada confunde-se com o surgimento dos primeiros automóveis, já que no final do século XIX e começo do XX, havia poucas ruas e estradas pavimentadas.

Segundo Hibbard (1), a utilização de veículos fora-de-estrada só se tornou um esporte depois que soldados veteranos de guerra que, “*durante a Segunda Guerra Mundial, perceberam que dirigir em estradas pavimentadas não era tão divertido quanto dirigir em situações adversas*”, começaram a despender tempo e dinheiro na modificação de veículos com o intuito de utilizá-los em estradas de areia, gelo ou lama.

Entre estes veículos estavam os “Volkswagem” com motor refrigerado a ar, que se destacaram em relação aos outros devido ao baixo custo das modificações, e principalmente a facilidade de manutenção devido à construção simples e ausência de radiador.

Difundido em todo o mundo, esse esporte vem ganhando cada vez mais destaque, inclusive no Brasil, onde o mercado de veículos tem crescido significativamente nos últimos anos como é apresentado no gráfico abaixo (Figura 1), obtido a partir de dados disponibilizados pelo DENATRAN (2). Nota-se que, enquanto no período de 1998 a 2004 a taxa de crescimento se elevava em torno de 2,5 milhões de carros por ano, hoje o crescimento ultrapassa a marcada de 4,5 milhões.

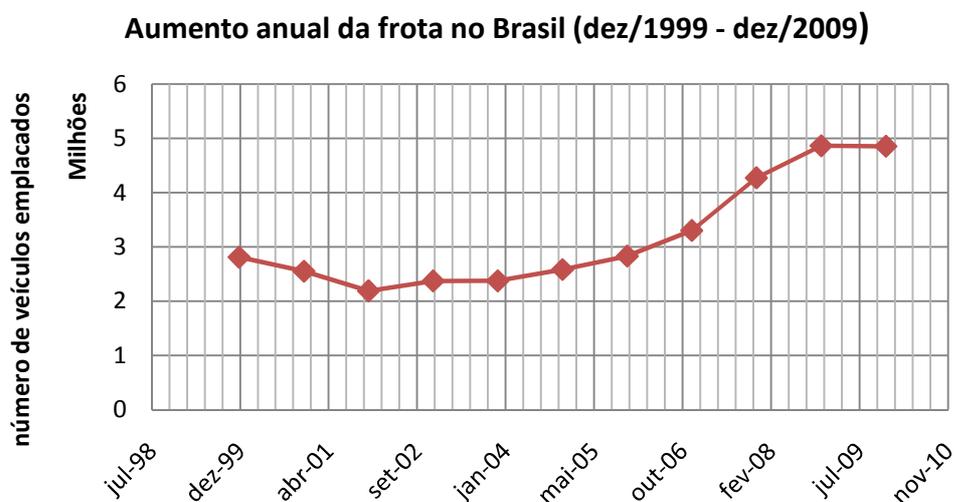


Figura 1. Crescimento anual de veículos no Brasil. (2)

Acompanhando esse crescimento, houve também um aumento na demanda por veículos com características de uso fora-de-estrada, o que pode ser notado pelo aparecimento de uma nova categoria de veículos, os modelos ditos “cross”, bem como o surgimento de novas marcas como a *TAC Motors®* e a *Troller®*, além da notável quantidade de feiras e eventos voltados a esse segmento.

No entanto, percebe-se também que esses veículos em geral apresentam valor de compra elevado. A Tabela 1 a seguir, elaborada a partir de dados da FIPE (3) para veículos ano/modelo 2010/2010, apresenta não só um comparativo entre o valor dos veículos “cross” e seus similares básicos (destacados), mas também o valor de veículos adequados para o uso fora-de-estrada (cinco últimos modelos sem destaque).

Tabela 1. Tabela de preços de veículos novos. (3)

MODELO (fabricação 2010)	VALOR (R\$)
Ford Fiesta 1.6 8v	31.150,00
Ford Fiesta Trail 1.6 8v	35.026,00
Volkswagen Fox 1.6 8v	32.465,00
Volkswagen Cross Fox 1.6 8v	43.010,00
FIAT Palio Weekend 1.4 fire 8v	37.495,00
FIAT Palio Adventure Locker 1.8	49.838,00
Renault Sandero 1.6 16v	28.510,00
Renault Sandero Stepway 1.6 16v	40.340,00
TAC Stark	89.648,00
Troller T4	83.155,00
Agrale Marruá AM 200	113.769,00
Land Rover Defender 90	135.000,00
Land Rover Defender 110	139.000,00

Avaliando-se a tabela anterior, nota-se que para se ter um veículo com características especiais, o custo adicional para o usuário chega a ser de R\$12.000,00 (exemplificado pelo FIAT Palio *Adventure Locker* 1.8). Para a aquisição de um carro adequado ao uso fora-de-estrada, o valor atinge R\$139.000,00 (no caso do Land Rover Defender 110).

Uma alternativa usual, a fim de se evitar os elevados custos de aquisição, são os veículos especiais de estrutura tubular. Veículos estes que, devido ao tipo de construção e ao conjunto mecânico utilizado (em geral utilizando conjuntos de veículos Volkswagen refrigerados à ar), apresentam menor valor de compra. Muitas

vezes, no entanto, devido a sua construção ser em geral feita artesanalmente, essas “gaiolas” (como são conhecidas popularmente) são impedidas de circular em vias públicas por não possuírem a documentação adequada.

Portanto, baseado no que foi exposto anteriormente, percebe-se que um consumidor que deseja adquirir um veículo hábil ao uso fora-de-estrada apenas para o lazer, possui uma gama limitada de opções e que, muitas vezes, não é acessível economicamente.

2. OBJETIVO

Baseado num veículo fora-de-estrada tipo “gaiola” (termo que será utilizado no decorrer do trabalho) já existente, o projeto objetiva aprimorá-lo de maneira a torná-lo inovador no sentido de ser estudado adequadamente em relação a outros que em sua grande maioria, senão na totalidade, são idealizados e fabricados empiricamente e, além de não apresentarem boa qualidade construtiva, acabam não atendendo normas e determinações para o registro e licenciamento para circulação em vias públicas.

Dentre as melhorias a serem feitas, a principal é a redução da massa da estrutura em cerca de 33%, ou seja, obter uma massa correspondente a dois terços da atual, ganhando-se assim desempenho com a diminuição da relação peso/potência e reduzindo o custo da matéria prima para fabricação.

É importante ressaltar que se considera como estrutura apenas o conjunto estrutura tubular mais chassi. No caso da gaiola em estudo, o chassi provém de um “Volkswagem Fusca”.

A Figura 2 corresponde à gaiola a partir da qual será desenvolvido o novo projeto e a Tabela 2 apresenta as principais características técnicas do veículo.



Figura 2. Modelo base do projeto

Tabela 2. Características técnicas

MOTOR	
Volume total	1.5 litros
Número de cilindros	4
Disposição dos cilindros	Opostos 2 a 2 horizontalmente
Refrigeração	Arrefecimento a ar forçado
Alimentação	Gasolina, Carburador simples de aspiração descendente
Ignição	Eletrônica transistorizada
Potência máxima líquida	53 CV a 4200rpm
Torque máximo	105,1 Nm a 2600rpm
TRANSMISSÃO	
Tração	Traseira
Caixa de mudanças	Mecânica sincronizada
Número de marchas	4 a frente e uma a ré
Razão de transmissão	1ª 3,08:1 marcha a ré 3,88:1 2ª 2,06:1 diferencial 3,875:1 3ª 1,32:1 4ª 0,88:1
Embreagem	Monodisco a seco
SUSPENSÃO	
Dianteira	Braços arrastados independentes com 2 molas de torção laminares e amortecedores de dupla ação
Traseira	Eixo oscilante independente com 2 molas de torção cilíndricas e amortecedores de dupla ação
DIREÇÃO	
Tipo	Mecânica, sem-fim e rolete
FREIOS	
Dianteiro	Disco acionamento hidráulico
Traseiro	Tambor acionamento hidráulico
Estacionamento	Mecânico com atuação nas rodas traseiras
DIMENSÕES PRINCIPAIS	
Distância entre eixos	2,170 m
Bitola dianteira	1,290 m
Bitola traseira	1,540 m
Raio roda dianteira	0,335 m
Raio roda traseira	0,345 m
Massa total	818 kg
ESTRUTURA	
Tipo	Tubular
Característica	Tubos 2,0" parede de 3mm
Material	Aço 1020

Em paralelo à melhoria estrutural, outros pontos, não menos importantes, serão abordados:

- Verificação de normas e leis vigentes para veículos de fabricação artesanal para o devido registro e licenciamento com o intuito da permissão para a circulação em vias públicas
- Análise de *packaging* para verificação do conforto do usuário
- Estudo de ferramentas CAD (*Computer Aided Design*) e CAE (*Computer Aided Engineering*) disponíveis no *software UGS NX-7®*, a fim de se obter um bom modelo virtual da gaiola seguido pela simulação via elementos finitos com maior confiabilidade.

3. LEGISLAÇÃO E NORMAS

O Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN (2) dá as diretrizes para a devida regulamentação de veículos especiais como os de fabricação artesanal, triciclos, veículos modificados, reboques e semi-reboques.

A seguir transcreve-se apenas os trechos das resoluções que são relevantes aos veículos de fabricação artesanal, excluindo-se qualquer outro Artigo ou Parágrafo que trate de outros assuntos.

3.1.Registro e licenciamento de veículos de fabricação artesanal

A Resolução nº63 de 1998 a seguir especifica qual espécie de veículo é considerada artesanal, bem como determina o procedimento para seu registro.

Art. 1º Considera-se veículo de fabricação artesanal todo e qualquer veículo concebido e fabricado sob responsabilidade de pessoa física ou jurídica, atendendo a todos os preceitos de construção veicular, de modo que o nome do seu primeiro proprietário sempre coincida com o nome do fabricante.

Art. 2º Para proceder ao registro e licenciamento dos veículos de que trata esta Resolução, o órgão de trânsito local deverá exigir do(s) proprietário(s) a apresentação do Certificado de Segurança Veicular - CSV expedido por entidade credenciada pelo INMETRO- Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualificação, conforme regulamentação específica, e os principais componentes utilizados, de acordo com as especificações do Anexo II.

Art. 3º Será permitido registro e licenciamento de no máximo 3 (três) veículos para cada fabricante, no período de 1º de janeiro a 31 de dezembro de cada ano.

Art. 6º O número do Certificado de Segurança Veicular - CSV ou registro do profissional legalmente habilitado pelo CREA, deverá ser inserido nos dados cadastrais dos reboques e veículos automotores que se encontram no Registro Nacional de Veículos Automotores - RENAVAM - BIN, em campo próprio.

Parágrafo único. A inserção desses dados no RENAVAM ocorrerá somente após a adequação do sistema.

3.2.Emissão do Certificado de Segurança Veicular – CSV

A Resolução nº185 de 2005 estabelece os procedimentos para a prestação de serviços por Instituição Técnica Licenciada - ITL e emissão do Certificado de Segurança Veicular - CSV, de que trata o Art.106 do Código de Trânsito Brasileiro – CTB. Certificado requerido para que o veículo tenha seu registro formalizado junto ao DETRAN como apresentado no item 3.1, que permitirá receber uma numeração de chassi e emplacamento posteriores.

Não será tratado aqui nenhum ponto desta resolução, já que não há interferência direta no projeto por tratar apenas de termos referentes à prestação de serviço da Instituição Técnica.

3.3.Equipamentos obrigatórios para a frota de veículos em circulação

A resolução nº14 de 1998 determina os equipamentos obrigatórios para um veículo em circulação. Ainda que a aplicabilidade de um veículo especial possa ser bem diferente da de um veículo comum, perante o DETRAN, todos eles devem obedecer à mesma legislação.

Art. 1º Para circular em vias públicas, os veículos deverão estar dotados dos equipamentos obrigatórios relacionados abaixo, a serem constatados pela fiscalização e em condições de funcionamento:

I) nos veículos automotores e ônibus elétricos:

- 1) pára-choques, dianteiro e traseiro;
- 2) protetores das rodas traseiras dos caminhões;
- 3) espelhos retrovisores, interno e externo;
- 4) limpador de pára-brisa;
- 5) lavador de pára-brisa;
- 6) pala interna de proteção contra o sol (pára-sol) para o condutor;
- 7) faróis principais dianteiros de cor branca ou amarela;
- 8) luzes de posição dianteiras (faroletes) de cor branca ou amarela;
- 9) lanternas de posição traseiras de cor vermelha;
- 10) lanternas de freio de cor vermelha;
- 11) lanternas indicadoras de direção: dianteiras de cor âmbar e traseiras de cor âmbar ou vermelha;
- 12) lanterna de marcha à ré, de cor branca;

- 13) retrorefletores (catadióptrico) traseiros, de cor vermelha;
- 14) lanterna de iluminação da placa traseira, de cor branca;
- 15) velocímetro,
- 16) buzina;
- 17) freios de estacionamento e de serviço, com comandos independentes;
- 18) pneus que ofereçam condições mínimas de segurança;
- 19) dispositivo de sinalização luminosa ou refletora de emergência, independente do sistema de iluminação do veículo;
- 20) extintor de incêndio;
- 21) registrador instantâneo e inalterável de velocidade e tempo, nos veículos de transporte e condução de escolares, nos de transporte de passageiros com mais de dez lugares e nos de carga com capacidade máxima de tração superior a 19t;
- 22) cinto de segurança para todos os ocupantes do veículo;
- 23) dispositivo destinado ao controle de ruído do motor, naqueles dotados de motor a combustão;
- 24) roda sobressalente, compreendendo o aro e o pneu, com ou sem câmara de ar, conforme o caso;
- 25) macaco, compatível com o peso e carga do veículo;
- 26) chave de roda;
- 27) chave de fenda ou outra ferramenta apropriada para a remoção de calotas;
- 28) lanternas delimitadoras e lanternas laterais nos veículos de carga, quando suas dimensões assim o exigirem;
- 29) cinto de segurança para a árvore de transmissão em veículos de transporte coletivo e carga;

A Portaria n.º 30 de 22 de janeiro de 2004 (4) do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade – INMETRO Estabelece que as inspeções de segurança veicular, executadas por entidades credenciadas pelo Inmetro, devem ser feitas de acordo com os requisitos estabelecidos nos Regulamentos Técnicos da Qualidade do Inmetro “Inspeção de veículos rodoviários automotores - modificação ou fabricação artesanal” (RTQ 24) e “Inspeção de veículos rodoviários rebocados com PBT até 7.500 N - modificação ou fabricação artesanal” (RTQ 25).

3.4.Cinto de segurança em veículos automotores

O anexo à Resolução nº14 tratada anteriormente, anexo 48.48, trata das normas aplicáveis aos cintos de segurança:

2 – APLICAÇÃO

Aplica-se aos automóveis, caminhonetes, camionetas, caminhões, veículos de uso misto e aos veículos de transporte de escolares.

3 – REQUISITOS

3.1 - Da instalação nos assentos voltados para frente.

3.1.1 - Automóveis e mistos deles derivados:

3.1.1.1 - Nos assentos dianteiros próximos às portas, o tipo três pontos, com retrator. Os veículos produzidos a partir de 1º de janeiro de 1999 deverão ser dotados nos assentos dianteiros próximos às portas, de cintos do tipo três pontos graduável, com retrator.

A mesma Resolução trata de cintos para bancos intermediários e bancos traseiros, no entanto, o veículo deste trabalho possui apenas dois bancos dianteiros.

3.5.Modificações em veículos

Veículos artesanais ou especiais, como as “gaiolas”, muitas vezes são elaborados com base num veículo já existente, portanto, é importante conhecer a legalidade dessas alterações caso considere-se o carro como um veículo modificado. Os trechos abaixo da Resolução nº25 de 1998 tratam desses termos.

Art 1º Nos veículos e motores novos ou usados, mediante prévia autorização da autoridade competente, poderão ser realizadas as seguintes modificações:

I - Espécie;

II - Tipo;

III - Carroçaria ou Monobloco;

IV - Combustível;

V - Modelo/versão;

VI - Cor;

VII - Capacidade/Potência/cilindrada;

VIII -Eixo suplementar;

IX - Estrutura;

X - Sistemas de segurança

Art. 2º Quando a alteração envolver quaisquer dos itens do artigo anterior, exigir-se-á Certificado de Segurança Veicular - CSV expedido por entidade credenciada pelo INMETRO- Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualificação, conforme regulamentação específica.

3.6. Relação entre a legislação atual e o projeto

Como pôde ser verificado nos itens anteriores, bem como na Portaria nº30 do INMETRO (4), as questões de que tratam não interferem diretamente no projeto da gaiola. Em princípio considera-se que o arranjo tubular pode ser feito apenas pensando-se na qualidade estrutural, os itens, principalmente os de segurança como cintos, faróis, retrovisores, extintores de incêndio etc. que são exigidos podem ser adicionados à gaiola sem a necessidade de alterações estruturais.

4. FERRAMENTAS CAD e CAE

Para os estudos seguintes, tanto para a análise ergonômica quanto para a simulação por elementos finitos, basicamente duas ferramentas de assistência computacional foram utilizadas: *UGS-NX7*® e *UGS-NXNastran*®. Sendo a primeira utilizada para a geração dos modelos, pré e pós processador da simulação de elementos finitos e análise de *packaging*. Enquanto o *UGS-NXNastran*® foi o *solver* utilizado para os cálculos referentes ao FEA (*Finite Element Analysis*).

4.1. Obtenção do modelo virtual - *UGS-NX7*®

Uma modelagem utilizando ferramenta CAD (*Computer-Aided Design*) deve ser preferencialmente parametrizada, de maneira que quando for necessário fazer qualquer alteração em alguma dimensão, todos os outros parâmetros que foram referenciados a esta se alterem automaticamente, não exigindo que o desenho seja completamente refeito. Pode-se conseguir a parametrização de diversas maneiras, entre elas a utilização de planos de referência, representados em roxo na Figura 3, que possibilitam a alteração de dimensões básicas como bitola e distância entre eixos, simplesmente alterando a posição relativa entre os dois que determinem tal medida.

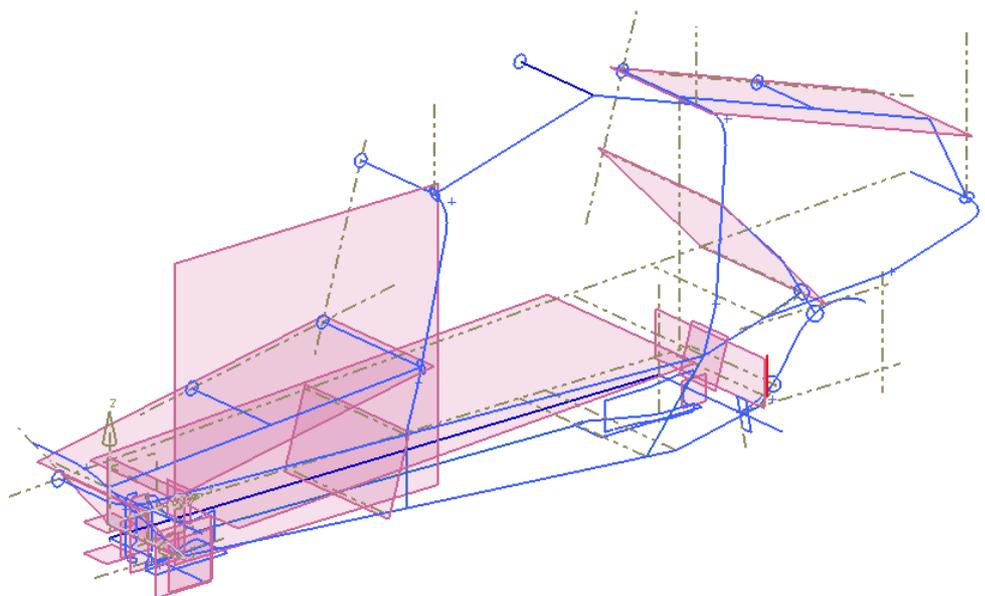


Figura 3. Planos de referência

Um problema comum em modelos que utilizam tubos é a conexão entre eles. Diferentes ferramentas, dentro do próprio programa, podem oferecer respostas distintas àquela que se deseja. Quando a dimensão do tubo é dada a partir da ferramenta *tube*, a conexão não se fecha, como visto na primeira imagem da Figura 4. O problema é contornado desenhando-se o perfil desejado numa das extremidades da curva e fazendo-se a varredura desse ao longo da linha de base com a ferramenta *sweep along guide*. O resultado obtido é como se observa na segunda imagem da Figura 4.

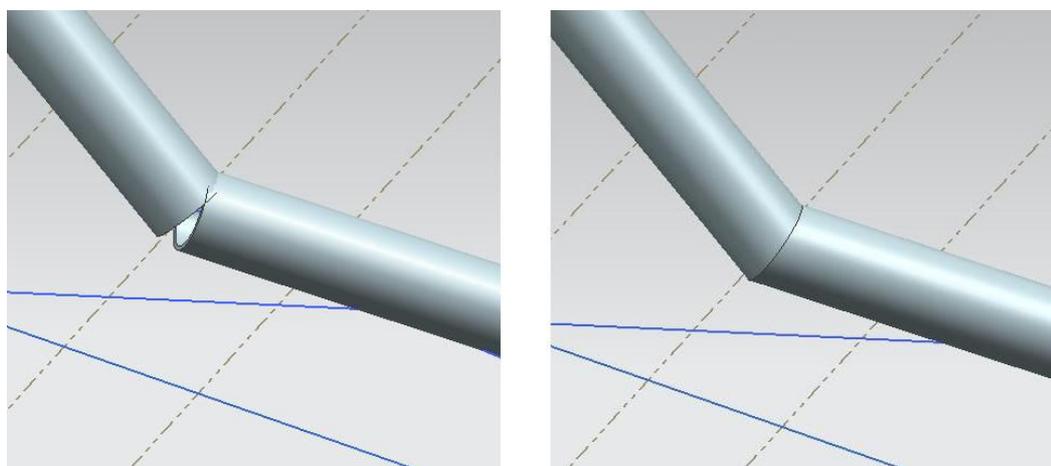


Figura 4. Conexão inadequada e resultado adequado

A partir dos estudos feitos, e baseado criteriosamente nas dimensões da gaiola existente apresentada anteriormente, o resultado final da modelagem ficou como apresentado na Figura 5. Um detalhe das conexões entre os tubos é apresentado na Figura 6 em corte.

A partir desse modelo obtido, análises serão realizadas de modo que surjam idéias de modificações nessa estrutura base, retirando-se a maior quantidade de material possível sem comprometer a resistência mecânica, possibilitando assim, obter-se uma nova gaiola otimizada, que ofereça uma resistência estrutural similar àquela da original, porém com menor massa.

Toda e qualquer alteração que se faça no modelo deve ter a sua validação feita perante uma nova simulação a ser realizada posteriormente à mudança.

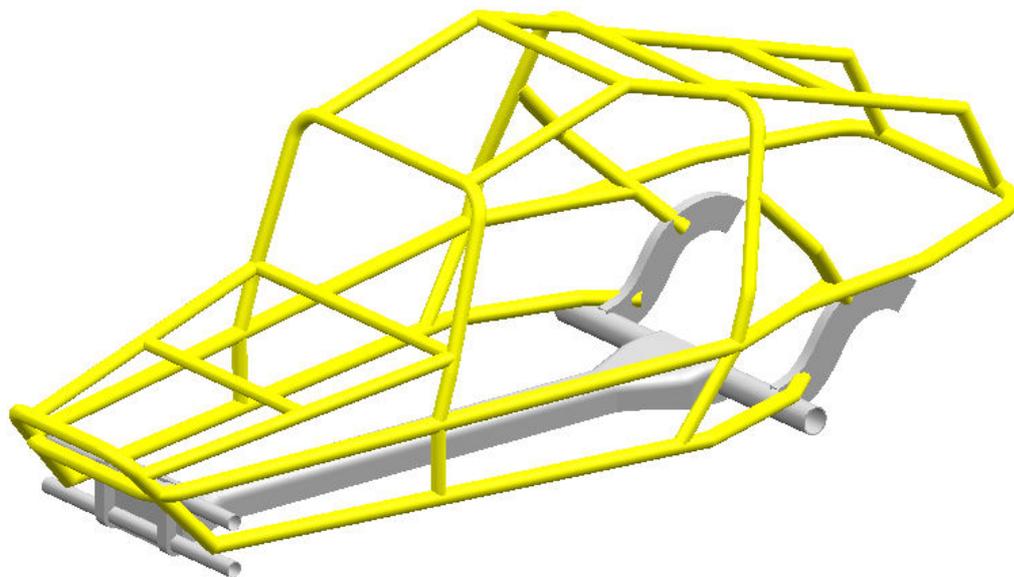


Figura 5. Estrutura tubular base

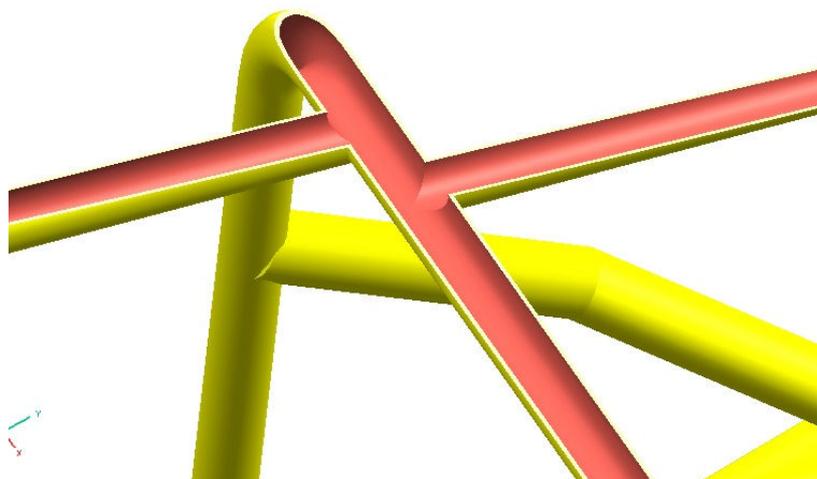


Figura 6. Detalhe da conexão entre os tubos

5. OBTENÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA GAIOLA

Para que se faça uma análise estrutural adequada, deve-se primeiramente conhecer as características essenciais do veículo: dimensões, distribuição da massa e curso de suspensão, para posteriormente determinar a magnitude e a maneira como as forças atuam na estrutura.

Baseado no método apresentado por Jason Brown (5), as características mais importantes são: posição do centro de massa do veículo medido a partir do peso em ordem de marcha, ou seja, peso do veículo com todos os equipamentos originais e com todos os fluídos necessários ao seu funcionamento, inclusive o combustível, curso de suspensão das quatro rodas, bitola dos eixos dianteiros e traseiros, distância entre eixos e massa total do veículo.

A seguir serão apresentados os equipamentos utilizados, os métodos de medição, os valores aferidos e os cálculos e valores obtidos.

5.1. Equipamentos utilizados para as aferições

Quatro ferramentas básicas foram utilizadas nas aferições: um macaco hidráulico marca Little Jack® com capacidade de 6 toneladas para as medidas do peso, uma trena comum marca LeeTools® de cinco metros para a obtenção das dimensões principais citadas anteriormente e, como esses dois não são suficientes para fornecer os resultados esperados, mais duas ferramentas foram utilizadas: um inclinômetro Figura 7 e um dinamômetro Figura 8, ambos construídos artesanalmente.

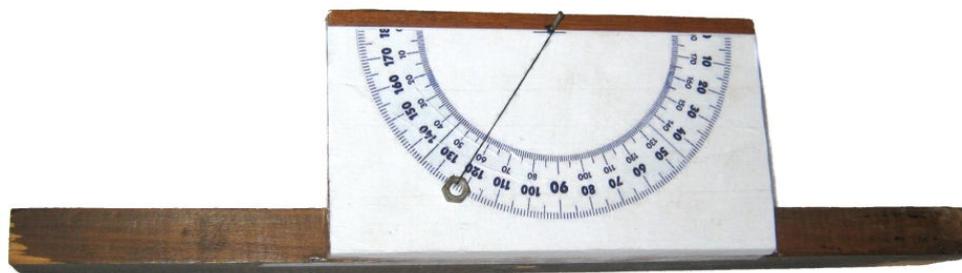


Figura 7. Inclinômetro



Figura 8. Dinamômetro

5.2. Métodos de medição

5.2.1. Curso de suspensão

Determina-se o curso de suspensão do veículo da seguinte maneira:

Com a gaiola numa superfície plana, posiciona-se o macaco abaixo do terminal da suspensão. Ergue-se o macaco até que ele simplesmente toque a suspensão do veículo. Verifica-se então quanto o macaco distendeu até aquela posição. Em seguida, ainda com o macaco, ergue-se a suspensão até o ponto no qual alguma das outras três rodas perca o contato com o solo, este será o limite do curso da suspensão. Fazendo-se a diferença entre a medida inicial e a final obtém-se o curso total.

A Figura 9 ilustra o método descrito acima.

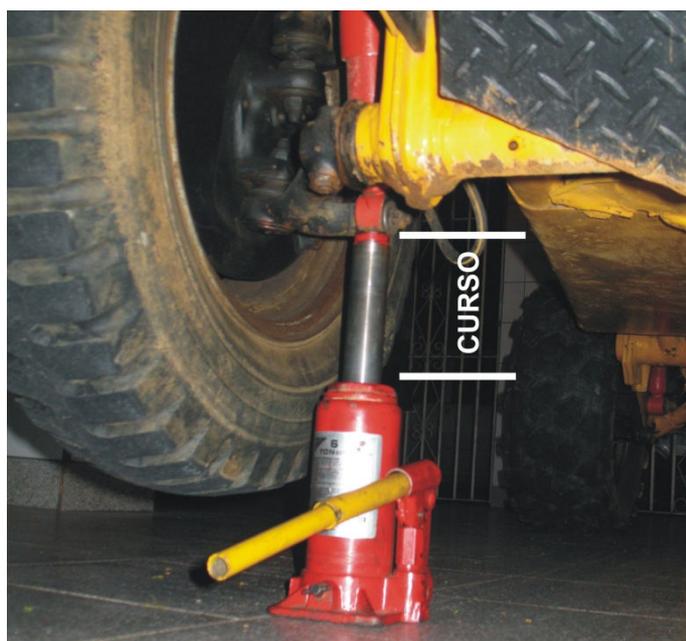


Figura 9. Curso de suspensão

5.2.2. Distribuição do peso entre os eixos

Devido à dificuldade de se conseguir uma balança adequada para determinar a massa total do veículo, bem como a distribuição entre os eixos, optou-se por um arranjo no qual o peso, e conseqüentemente a massa, poderiam ser determinadas indiretamente:

Sabendo-se quanta força é aplicada à extremidade da haste do macaco, e determinando-se a capacidade dele multiplicá-la através das dimensões apresentadas na Figura 10, pode-se medir qual o peso do veículo no ponto em que se apóia no macaco. Como o interesse é determinar a força em cada eixo, então o macaco deverá estar posicionado entre as rodas dianteiras para se determinar a carga no eixo dianteiro e analogamente para se obter a carga no eixo traseiro.

Com o macaco devidamente posicionado, ergue-se até que ambos os pneus do eixo em questão desencostem do chão a fim de se eliminar a reação normal entre o solo e o pneu.

A partir dessa posição, puxa-se a alavanca de acionamento com o dinamômetro e consegue-se, através da distensão da mola, determinar a carga que está sendo aplicada. Resta, portanto, com as dimensões do macaco (Figura 10) e alguns cálculos, determinar o peso naquele eixo.



Figura 10. Arranjo para aferição do peso do eixo

5.2.3. Centro de gravidade

Seja o sistema de coordenadas apresentado na Figura 11. Considera-se a posição do centro de gravidade na direção X sendo igual a 0, ou seja, considera-se que a gaiola é perfeitamente simétrica em relação ao eixo longitudinal. Na direção Y a posição pode ser facilmente obtida fazendo-se um equilíbrio de momentos para as três cargas obtidas através do item 5.2.2: peso total, peso no eixo dianteiro e peso no eixo traseiro.

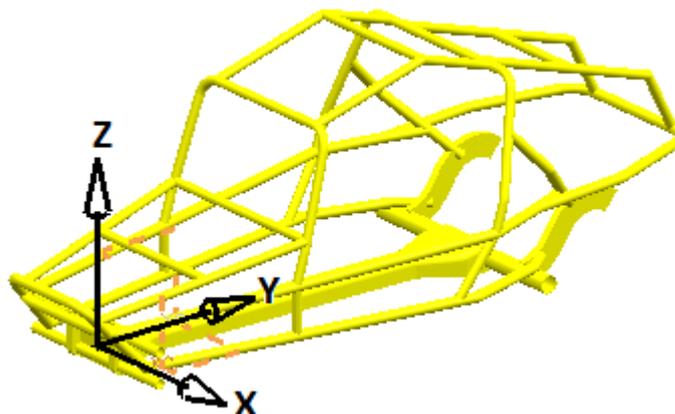


Figura 11. Eixos coordenados

No entanto, para se obter a altura do centro de gravidade, esses dados não são suficientes. Determina-se então a carga de um dos eixos, como feito no item 5.2.2, porém numa superfície inclinada. Com essa aferição é possível determinar quanto varia a carga no eixo dada uma determinada inclinação. Essa característica é dada pela altura do CG. Portanto, fazendo-se um novo equilíbrio de momentos para esse arranjo, e tendo como pólo o eixo que não foi medido, determina-se a altura do centro de gravidade.

5.3. Valores medidos

Seguindo o exposto anteriormente, obteve-se as seguintes tabelas (

Tabela 3, Tabela 4 e Tabela 5) com os dados necessários para os cálculos.

Tabela 3. Dimensões

DIMENSÕES PRINCIPAIS (m)	
distância entre eixos	2,170
bitola dianteira	1,290
bitola traseira	1,540
raio roda dianteira	0,335
raio roda traseira	0,345
curso suspensão dianteira	0,140
curso suspensão traseira	0,200

Tabela 4. Aferições dianteira e traseira com a gaiola plana

AFERIÇÃO	DIANTEIRA	AFERIÇÃO	TRASEIRA
d (mm)	262	d (mm)	857
c (mm)	28	c (mm)	28
r (mm)	5,5	r (mm)	5,5
R (mm)	16	R (mm)	16
massa da haste (kg)	-	massa da haste (kg)	2,5
distensão da mola (mm)	67,5	distensão da mola (mm)	17,5

Tabela 5. Aferição do eixo dianteiro com a gaiola inclinada

AFERIÇÃO	DIANTEIRA
d (mm)	262
c (mm)	28
r (mm)	5,5
R (mm)	16
massa da haste (kg)	-
distensão (mm)	53,5
ângulo de inclinação	12,5°

5.4. Cálculos

5.4.1. Relação do macaco hidráulico

Para se determinar quantas vezes um macaco hidráulico multiplica a força aplicada na extremidade da haste, basta utilizar o Princípio de Pascal e fazer um equilíbrio de forças. O esquema da Figura 12 ilustra o experimento realizado (Figura 10), e a nomenclatura é a mesma descrita anteriormente.

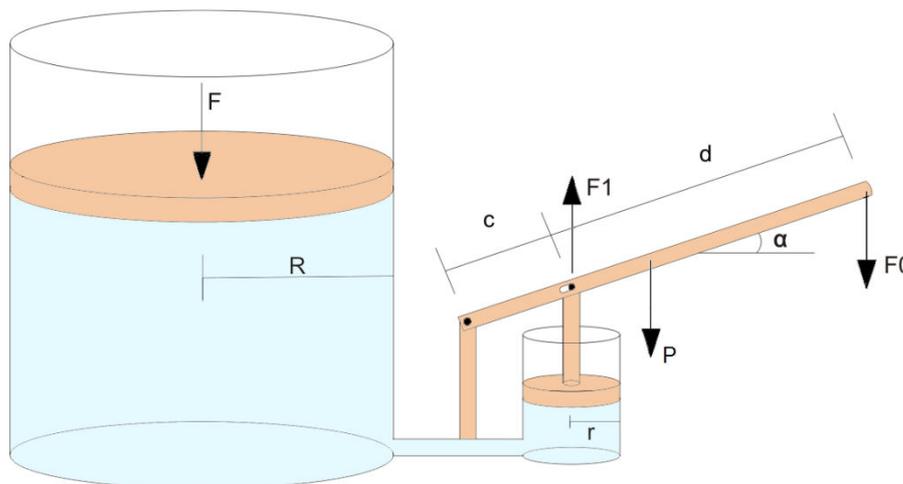


Figura 12. Esquema do macaco hidráulico

Onde:

F_0 = força aplicada na haste (medida com dinamômetro)

F_1 = força do cilindro menor sobre a haste

F = força do carro sobre o cilindro maior

P = peso próprio da barra

R = raio do cilindro maior

r = raio do cilindro menor

d = distância de F_0 ao pistão

c = distância do pistão à articulação

Pelo princípio de Pascal:

$$F = F_1 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad (1)$$

Onde A_1 e A_2 são as áreas dos cilindros maiores e menores respectivamente.

Por equilíbrio de momentos em relação à articulação da haste tem-se:

$$F_0 \cdot (c + d) \cdot \cos(\alpha) + P \cdot \frac{(c + d)}{2} \cdot \cos(\alpha) = F_1 \cdot c \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_1 = \frac{(c+d) \cdot (F_0 + \frac{P}{2})}{c} \quad (2)$$

Substituindo (2) em (1):

$$F = \frac{(c+d) \cdot (F_0 + \frac{P}{2})}{c} \cdot \frac{R^2}{r^2} \quad (3)$$

F_0 é calculado através da lei de Hooke:

$$F_0 = k \cdot \Delta l \quad (4)$$

Onde:

k = coeficiente elástico da mola do dinamômetro utilizado (0,463 N/mm)

Δl = distensão da mola

5.4.2. Cálculo do CG longitudinal

A partir da Figura 13 abaixo, determina-se a posição do CG longitudinal fazendo-se um equilíbrio de forças na direção vertical e um equilíbrio de momentos com pólo no contato entre o pneu traseiro e o solo:

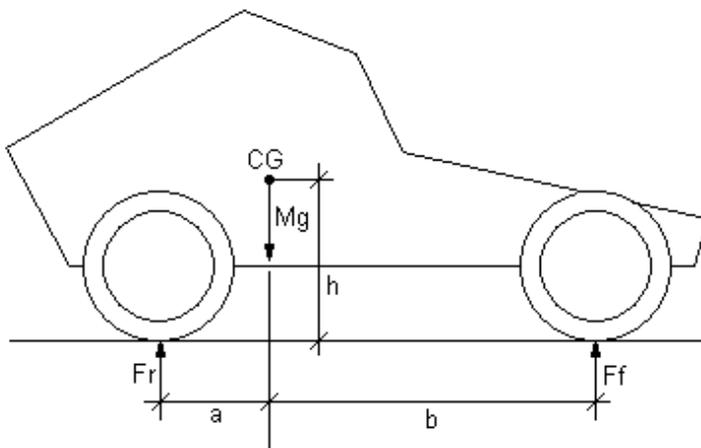


Figura 13. Esquema da aferição plana

Onde:

CG = centro de gravidade

Mg = peso total da gaiola ($g=9,8\text{m/s}^2$)

a = distância do CG em relação à roda traseira

b = distância do CG em relação à roda dianteira

h = altura do CG

F_r = normal entre chão e roda traseira (item 5.2.2)

F_f = normal entre chão e roda dianteira (item 5.2.2)

Equilíbrio de forças e momentos:

$$\begin{cases} F_r + F_f = Mg \\ a + b = 2,17 \\ Mg \cdot a = F_f \cdot (a + b) \end{cases} \quad (5)$$

Resolvendo-se o sistema (5) obtém-se:

$$a = F_f \cdot \frac{2,17}{Mg} \quad (6)$$

$$b = 2,17 \cdot \left(1 - \frac{F_f}{Mg}\right) \quad (7)$$

5.4.3. Cálculo da altura do CG

A partir do esquema da Figura 14 determinar-se a altura do CG fazendo-se um equilíbrio de momentos com os valores de a e b calculados anteriormente.

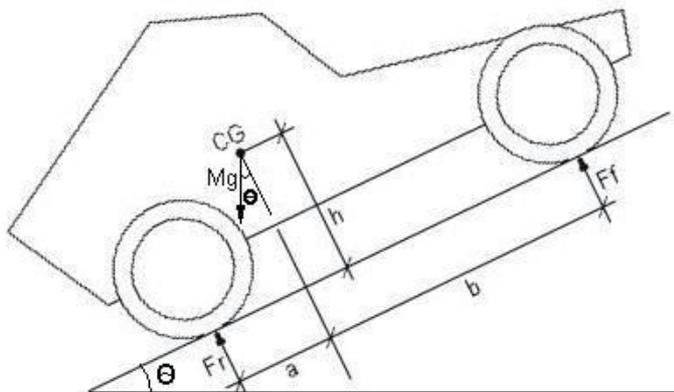


Figura 14. Esquema da aferição com a gaiola inclinada

A legenda segue como na Figura 12, porém com o acréscimo da variável θ que representa a inclinação da gaiola em relação ao solo.

$$F_f \cdot (a + b) + Mg \cdot \text{sen}(\theta) \cdot h = Mg \cdot \text{cos}(\theta) \cdot a$$

$$h = \frac{Mg \cdot \text{cos}(\theta) \cdot a - F_f \cdot (a + b)}{Mg \cdot \text{sen}(\theta)} \quad (8)$$

5.4.4. Resultados

Na Tabela 6 estão todos os valores calculados com as equações anteriormente descritas.

Tabela 6: Valores calculados.

DADO	símbolo	valor	unidade
Carga no dinamômetro no eixo dianteiro (plano)	F0	31,25	N
Carga no dinamômetro no eixo traseiro (plano)	F0	8,10	N
Peso do eixo dianteiro (plano)	Ff	2739,30	N
Peso do eixo traseiro (plano)	Fr	5443,99	N
Peso total da gaiola	Mg	8183,29	N
Carga no dinamômetro no eixo dianteiro (inclinado)	F0	24,77	N
Peso do eixo dianteiro (inclinado)	Ff	2171,15	N
Distância do CG em relação ao eixo traseiro	a	0,73	m
Distância do CG em relação ao eixo dianteiro	b	1,44	m
Altura do CG	h	0,62	m

6. CONFORTO INTERNO

Um item fundamental na elaboração de um novo veículo é a acomodação interna do motorista e dos passageiros. Estudos desse tipo são em geral realizados no início de um novo projeto, no entanto, como o veículo já existe, a análise, feita com o auxílio de ferramentas disponíveis no *software UGS NX-7®*, permitirá apenas verificar as condições do usuário.

6.1. Modelo

Modelos humanóides são utilizadas como referência para representar os ocupantes do veículo. A fim de se analisar com abrangência, o manequim bidimensional a ser utilizado possui características tais que 95% da população mundial está contemplada dentro de suas dimensões (SAE J826 Julho, 95). A Figura 15 ilustra as dimensões que caracterizam o modelo (numeradas de 1A a 13G), das quais a Tabela 7 resume os valores mais relevantes ao estudo.

Tabela 7. Dimensões principais para o estudo proposto (SAE J826 Julho, 95)

ELEMENTO	DIMENSÃO (m)
1 Massa	91 (kg)
2 Estatura	1,85
3 Comprimento do braço	0,84
4 Comprimento total da perna	1,17
5 Largura dos ombros	0,48
6 Altura do cavalo	0,91
7 Tamanho do pé	0,29

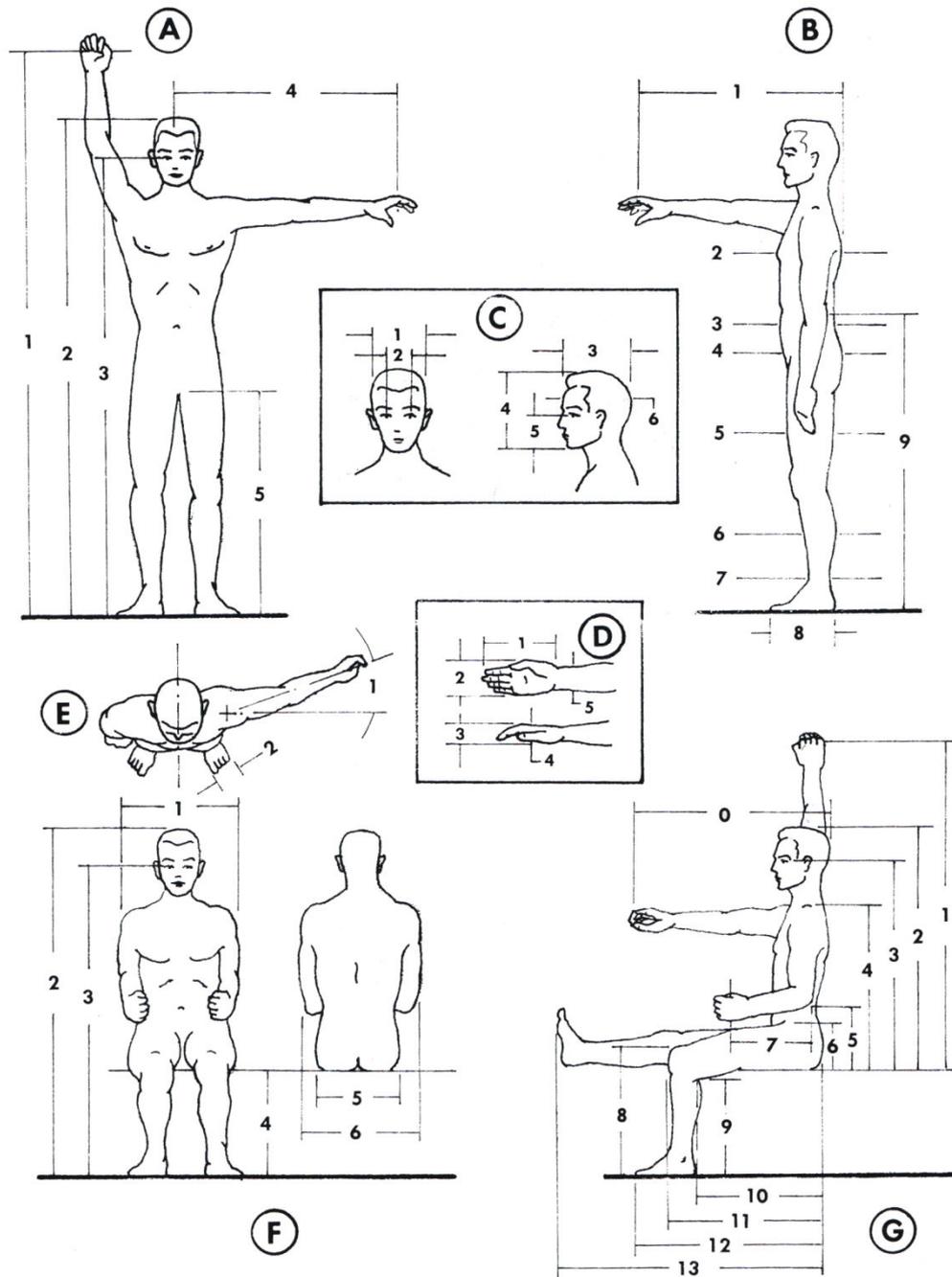


Figura 15. Cotas características do modelo para análise (6)

6.2. Postura do motorista

Todos os valores de cota para o posicionamento do motorista são dados em relação à origem ilustrada pela Figura 16, a qual está posicionada simetricamente no eixo transversal e centralizado em relação à suspensão dianteira.

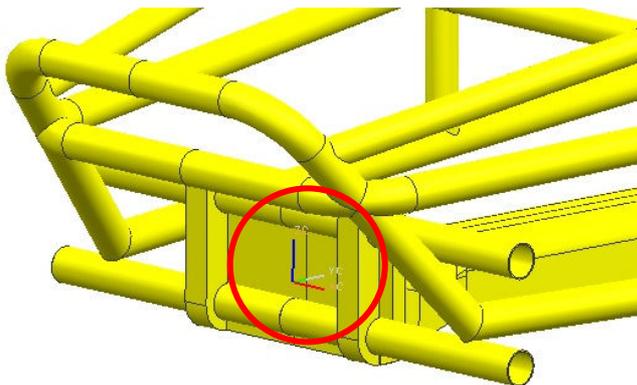
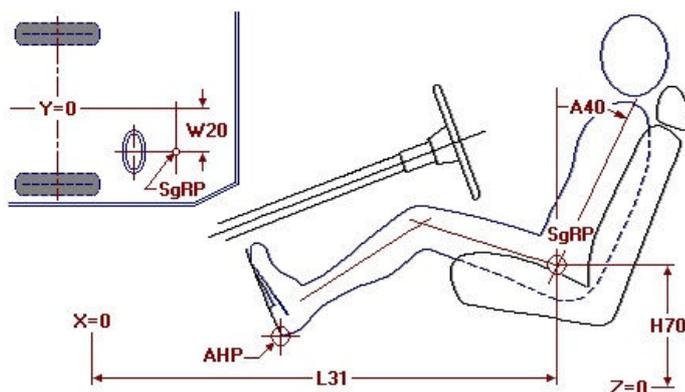


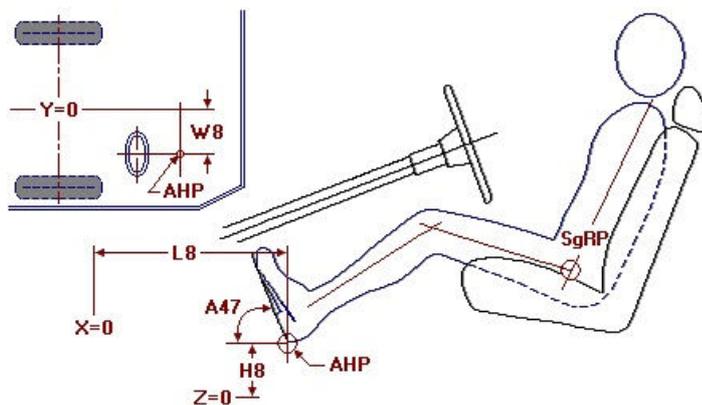
Figura 16. Origem dos eixos coordenados

As ilustrações abaixo (Figura 17, Figura 18, Figura 19) apresentam as rotinas efetuadas pelo *software NX-7®* (ferramenta *Vehicle Design Automation > General Packaging > 2D Manikin*), para se obter o manequim bidimensional conforme as dimensões da gaiola.



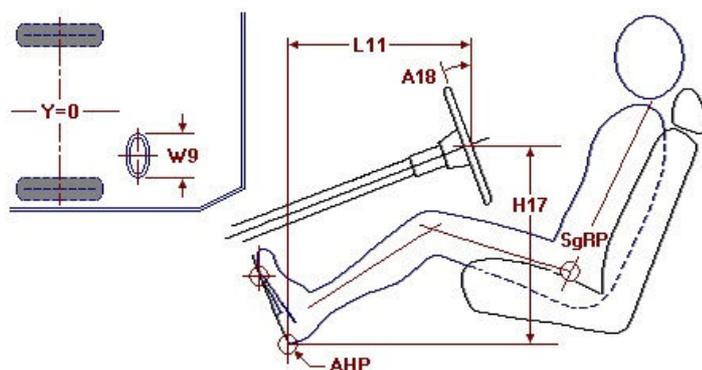
COTA	VALOR
W20	-270 mm
H70	170 mm
A40	22°
L31	1450 mm

Figura 17. Postura – passo 1



COTA	VALOR
L8	550 mm
H8	0
A47	60

Figura 18. Postura – passo 2



COTA	VALOR
L11	500 mm
H17	620 mm
W9	400 mm
A18	15°

Figura 19. Postura – passo 3

7. ANÁLISE DA POSTURA

7.1. Método do Triângulo (7)

O método do triângulo ajuda a explicar a inter-relação entre três elementos do projeto usando uma representação geométrica de um triângulo composto pelos pontos AHP (*Accelerated Hell Point*), SWP/SWC (*Steering Wheel Point* ou *Steering Wheel Center*) e HP (*Hip Point*).

O NX-7® oferece esta análise apresentando os intervalos adequados e os ângulos obtidos com o posicionamento. Pode-se observar que, por esse critério, o usuário possivelmente sentirá algum desconforto já que o ângulo referente ao ponto SWC, que deve compreender a faixa de 80,55° à 85,55°, encontra-se com 80,48°, como mostra a Figura 20.



Figura 20. Critério do Triângulo

7.2. Postura final

Considera-se neste trabalho que o pequeno desvio apresentado no ângulo SWC, não é suficiente para requerer mudanças na estrutura já que, em geral, uma gaiola não é utilizada em trajetos longos ou por períodos extensos, além de os impactos e oscilações que sofrerá em uso serem, por vezes, os maiores fatores de desconforto do usuário.

Portanto, a postura final do motorista fica como anteriormente determinada. A figura abaixo resume os ângulos finais obtidos para a posição do motorista.

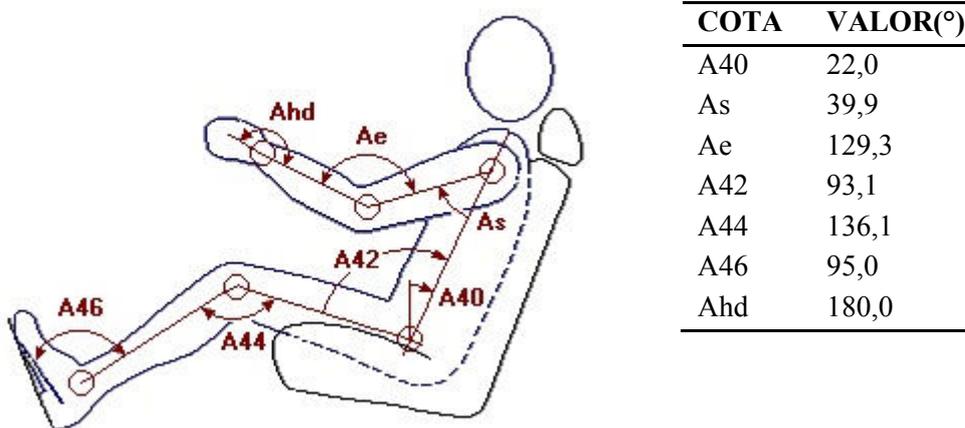


Figura 21. Postura final

7.3. Alcance das mãos e contorno da cabeça

Essa análise é utilizada para se estimar a capacidade máxima de alcance do motorista, sentado com o cinto de segurança posicionado, com uma de suas mãos no volante e o pé direito posicionado no pedal do acelerador.

Com os resultados é possível determinar em qual região devem estar posicionados os dispositivos que o usuário deverá manusear.

Para tal análise, o NX-7® baseia-se em recomendações da SAE J287 de Junho de 1988 e ISO 3958:1996 para um manequim específico. Para esse estudo mantém-se o modelo de 95% da população.

Outra análise importante é a verificação da região ocupada pela cabeça do motorista com o intuito de verificar se haverá interferência desta com a estrutura. Para tanto, utiliza-se o as ferramentas do *software* seguindo recomendações da SAE J1052 de Agosto de 2002 e Abril de 1997.

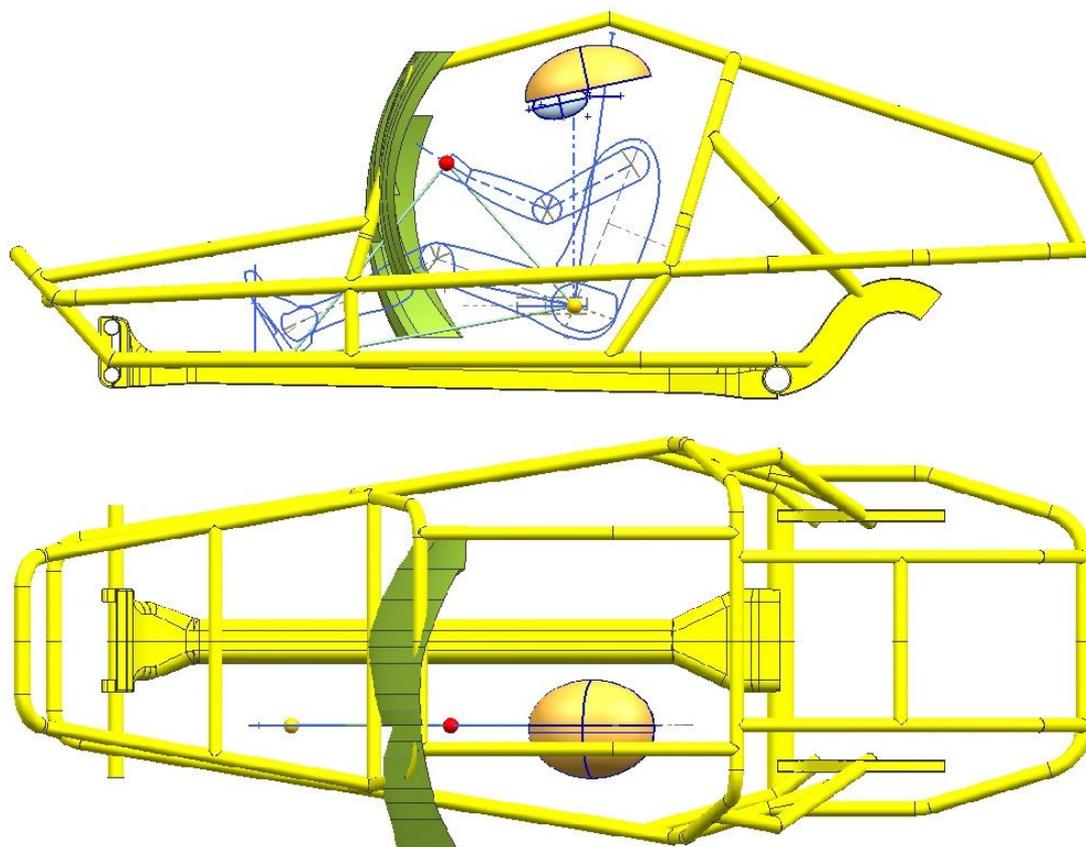


Figura 22. Zona de alcance e espaço para cabeça

A zona máxima de alcance (verde - Figura 22) representa a região limite na qual o motorista consegue operar um dispositivo com as mãos fechadas. Pode-se observar, portanto, que o usuário não terá problema em alcançar qualquer aparelho ou dispositivo localizado no painel que se encontre até a metade do veículo.

Verifica-se também que a região total ocupada pela cabeça, dada a liberdade que ela possui para um motorista utilizando cinto de 3 pontos, não é suficiente para que haja interferência com a estrutura nem que ultrapasse o limite lateral máximo do veículo.

8. COMPORTAMENTO DE RESPOSTA DE SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

Em geral, simulações estruturais por elementos finitos podem apresentar resultados distorcidos justamente pelo fato de subdividirem um corpo contínuo em partes finitas que, unidas, não correspondem à forma original do sólido em estudo.

No entanto, a utilização de malha unidimensional, apesar de também discretizar o objeto, apresenta menos problemas quanto a forma já que simplifica o sólido por uma linha e apenas leva em conta o perfil nos cálculos posteriores. Por outro lado, as simulações 1D desconsideram concentração de tensão já que não há sólidos sendo analisados. A seguir será feita uma comparação entre as respostas de uma simulação computacional e uma análise de viga obtida na referência (8).

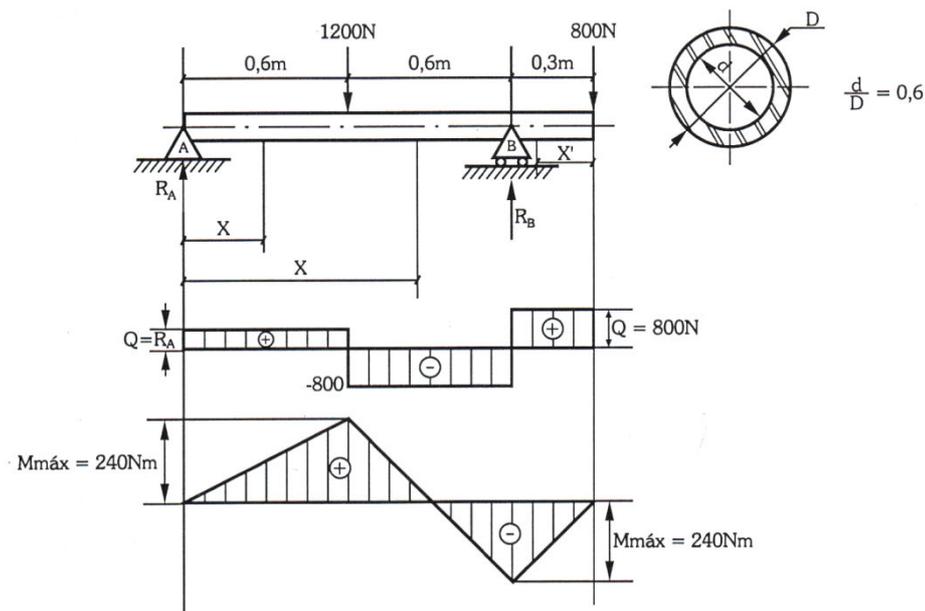


Figura 23. Diagrama de esforços, força cortante e momento (8)

A solução apresentada na Figura 23 é dada da seguinte maneira:

Reações no apoio:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$1,2R_B = 800 \cdot 1,5 + 1200 \cdot 0,6$$

$$R_B = \frac{1200 + 720}{1,2} = 1600 \text{ N}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$R_A + R_B = 1200 + 800$$

$$R_A = 2000 - 1600 = 400 \text{ N}$$

A partir daí desenha-se os diagramas de momento e força cortante como na Figura 23. Tem-se então que o momento fletor máximo ocorrerá nos pontos $x=0,6$ e $x=1,2$ e sua intensidade será 240 Nm.

Comparando com uma simulação computacional, utilizando elementos de dimensão 10mm da Figura 24, vemos (em destaque) que o valor obtido é o mesmo, $2,4 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$.

```
valida_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Beam Resultants - Element Nodal, Unaveraged, Bending Moment MYZ
Min : -2.400e+005, Max : 2.400e+005, N-mm
Coord sys : Local
Deformation : Displacement - Nodal
```

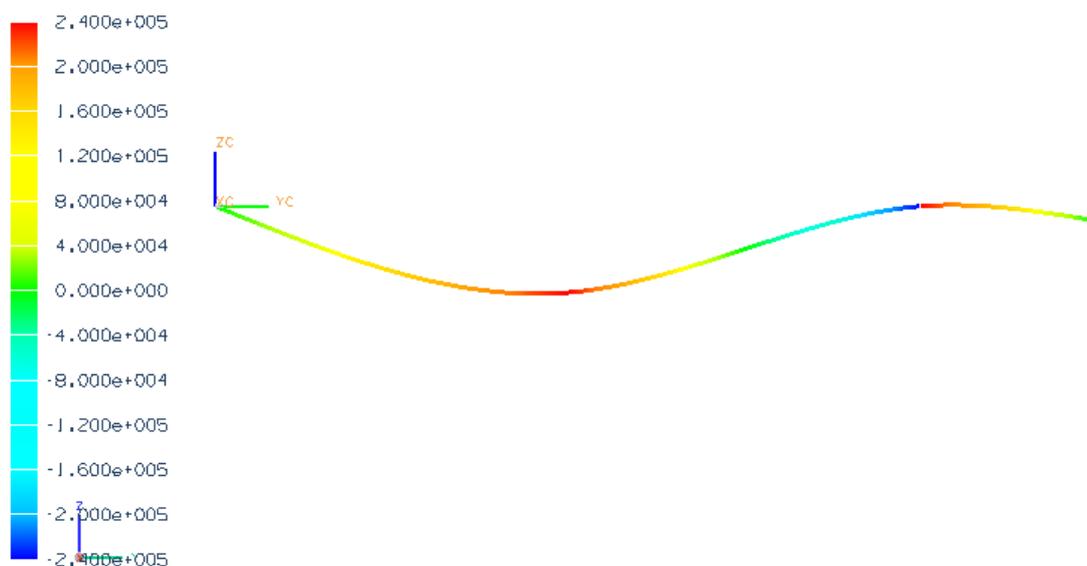


Figura 24. Momento fletor de uma viga similar à da Figura 23 simulada computacionalmente

Tomando como valores para D e d respectivamente 24,2mm e 14,5mm, como sugere (8), obtém-se a tensão na viga:

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right); \text{ onde } W_x \text{ é o módulo de resistência da seção}$$

Portanto:

$$W_x = 1,2 \cdot 10^{-6}$$

A tensão máxima é dada por $\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x}$, logo:

$$\sigma_{max} = \frac{240}{1,2 \cdot 10^{-6}} = 200 \text{ MPa}$$

Comparando novamente com a resposta da simulação computacional Figura 25, vemos que o valor obtido (em destaque) difere 1% em relação ao esperado. Essa diferença deve-se às aproximações feitas nos cálculos anteriores.



Figura 25. Tensões numa viga similar à da Figura 23 simulada computacionalmente

Pode-se verificar também como ocorre a variação da resposta conforme varia-se a densidade da malha utilizada.

As Figura 26 e Figura 27 são resultado de uma simulação semelhante à anterior, porém com elementos de dimensão 50mm e 150mm respectivamente. Nota-se que apesar de o valor tensão máxima de Von-Mises não ter se alterado, a segunda imagem mostra distorções (em destaque) devido ao pouco refinamento da malha.

Fazendo-se a proporção entre o tamanho da viga e a dimensão do elemento ($\frac{0,05m}{1,5m} = 3\%$), pode-se inferir que para gerar malha numa viga reta, um elemento não deve ser maior que 3% do tamanho total da viga.

valida_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point 0 - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 6.147e-014, Max : 1.980e+002, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

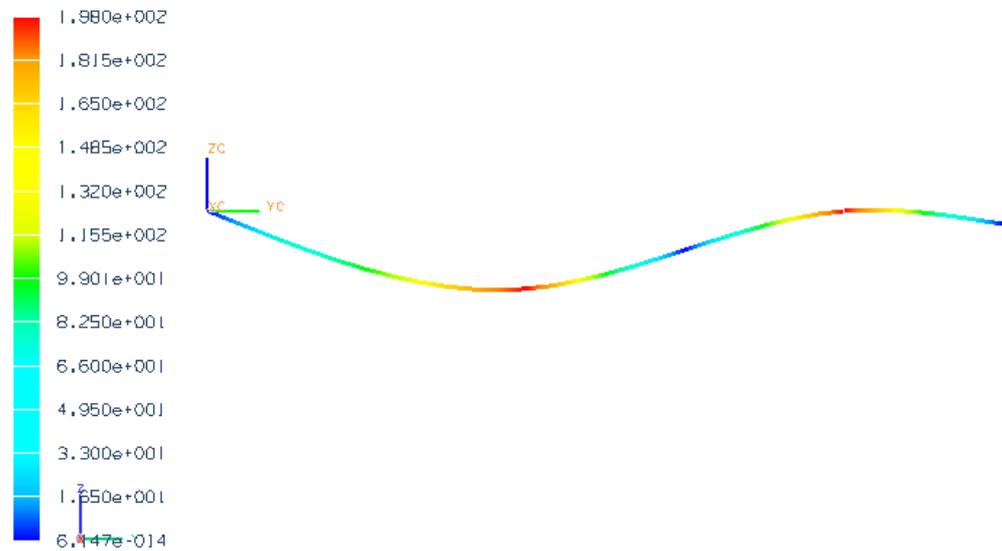


Figura 26. Simulação com elementos de dimensão 50mm

valida_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point 0 - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 0.000e+000, Max : 1.980e+002, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

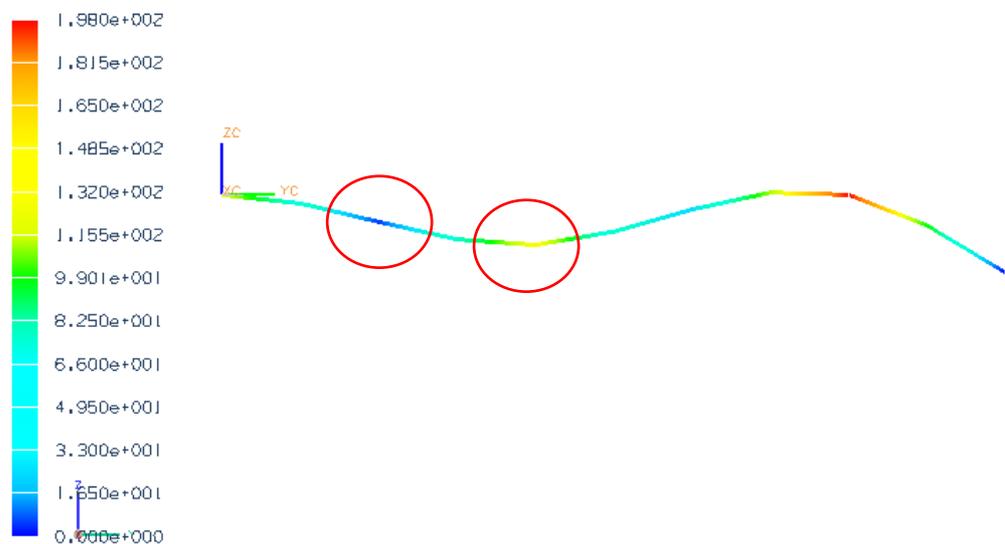


Figura 27. Simulação com elementos de dimensão 150mm

Uma análise semelhante para o caso de vigas curvas mostra também que, conforme a dimensão do elemento, distorções ocorrem ainda que o valor da tensão máxima de Von-Mises seja a mesma, já que essa ocorre no engaste e não depende da forma da viga.

A Figura 28 e a Figura 29 mostram um estudo feito para uma viga curva de raio 400mm carregada na extremidade superior com 1000N e engastada na outra, simulada em duas situações. Primeiramente aproximada por elementos de dimensão 50mm, em seguida por elementos de 10mm (aproximadamente 3% do comprimento do arco). Ressalta-se que a região reta da viga possui elementos de 5mm, ou seja, de tamanho suficiente a não interferir negativamente na análise da região curva.

Como é sabido, a distribuição de carga na viga curva sujeita a uma flexão, deveria apresentar continuidade na variação da tensão, no entanto, como é possível notar, na primeira tentativa a descontinuidade é facilmente percebida (indicada pelas setas), enquanto que a última, ainda que continue sendo uma aproximação, apresenta melhor resposta.

```
validaC_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress Recovery Point D - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.000e+000, Max : 8.162e+000, N/mm^2(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal
```

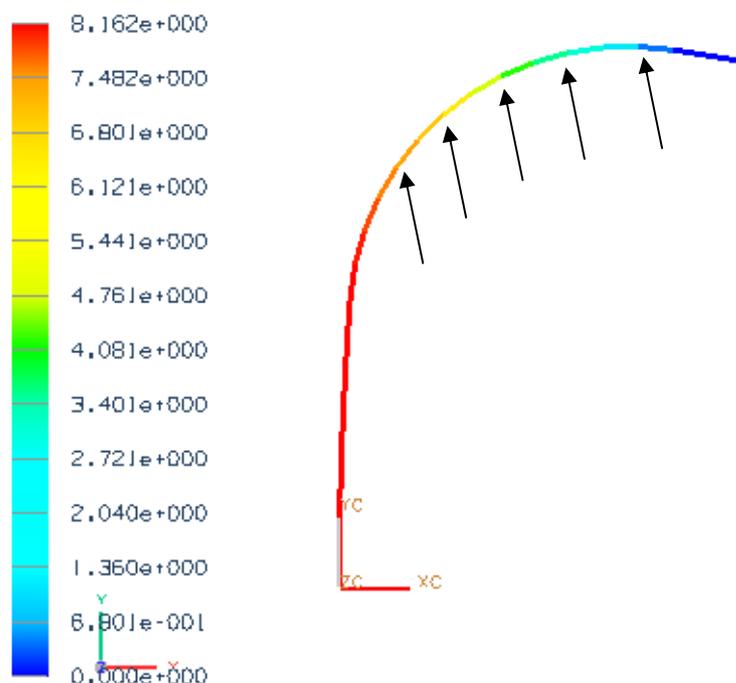


Figura 28. Resposta com a curva aproximada por elementos de 50mm

validaC_sim1 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress Recovery Point D - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.000e+000, Max : 8.162e+000, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal

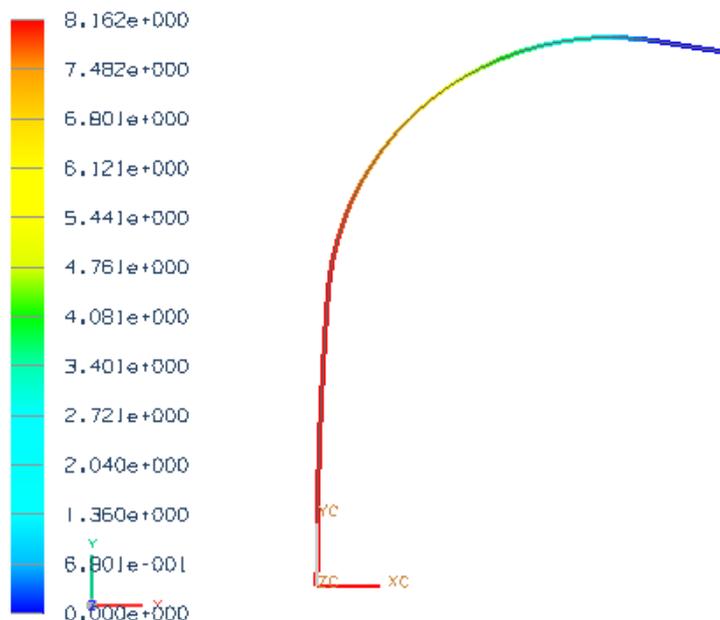


Figura 29. Resposta com a curva aproximada por elementos de 10mm

Como neste caso a resposta com a malha de elementos com 10 mm foi satisfatória, utilizando a mesma analogia para o caso da viga reta, pode-se extrapolar que como primeira tentativa na geração de malhas, os elementos não devem ser maiores que 3% do comprimento total de um determinado seguimento.

9. ANÁLISE ESTRUTURAL DA GAIOLA ORIGINAL

A primeira consideração a ser feita é a de que serão avaliados apenas os esforços atuantes na estrutura tubular da gaiola, ou seja, sistemas como chassi, suspensão, direção etc serão desconsiderados da análise já que estes devem estar previamente dimensionados do veículo do qual foram retirados.

A Figura 30 destaca a estrutura tubular (em amarelo). Representado em cinza está o chassi que, para a análise, tem a função apenas de transmitir os esforços para o resto da estrutura.

Obtido diretamente do *NX-7®*, temos que a massa total da estrutura (Figura 30) é de 173kg (ANEXO A).

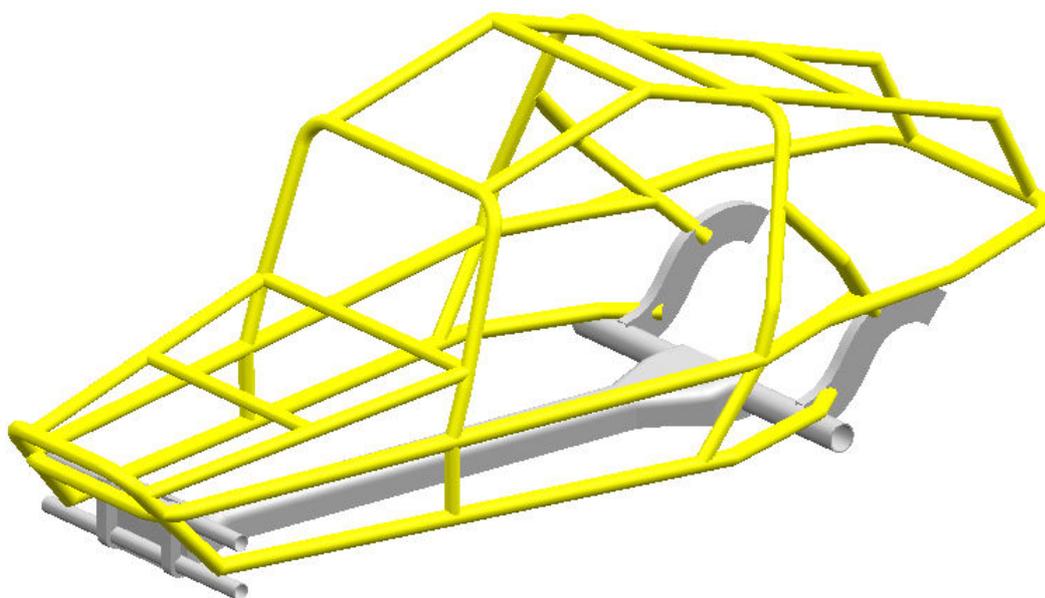


Figura 30. Modelo a ser simulado destacando a estrutura tubular

Os resultados obtidos no item 8 serviram como referência para a elaboração da malha primária, no entanto, a fim de assegurar melhores resultados, fez-se alguns testes para elementos de viga com dimensão 50mm, 25mm e 15mm. Em nenhum desses casos houve variação dos resultados, indicando uma boa confiabilidade. Devido à atual capacidade de processamento dos computadores, optou-se por uma malha mais refinada com distância entre os nós de 15mm obtendo-se o resultado apresentado na Figura 31 (as características principais estão descritas no ANEXO A).

O material utilizado em todos os elementos de viga é o aço, disponível na biblioteca do software. Suas propriedades estão resumidas no ANEXO B.

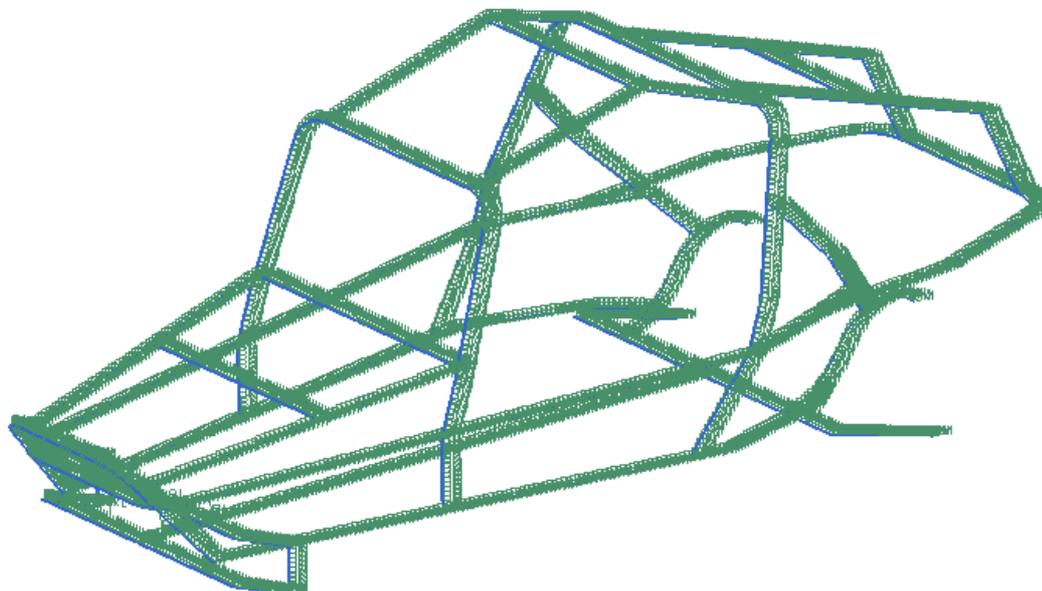
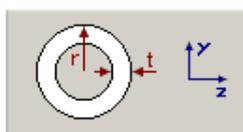


Figura 31. Malha 1D da estrutura

É importante ressaltar que o *NX-7* apresenta os resultados de tensão máxima para cada região da seção transversal. No perfil circular, as regiões se dividem como mostrado na Figura 32. Portanto, como no caso da gaiola a linha elástica é simétrica ao perfil circular, as tensões sempre serão iguais duas a duas, ou seja, para C e E as tensões serão idênticas bem como para D e F.



$$\begin{aligned} \text{Area} &= \pi(r^2 - (r - t)^2) \\ I_z = I_y &= \frac{\pi(r^4 - (r - t)^4)}{4} \\ I_{zy} &= 0 \\ K &= \frac{\pi(r^4 - (r - t)^4)}{2} \\ C_w &= 0 \\ \text{Stress Recovery Point, } C_y &= r \\ \text{Stress Recovery Point, } C_z &= 0 \\ \text{Stress Recovery Point, } D_y &= 0 \\ \text{Stress Recovery Point, } D_z &= r \\ \text{Stress Recovery Point, } E_y &= -r \\ \text{Stress Recovery Point, } E_z &= 0 \\ \text{Stress Recovery Point, } F_y &= 0 \\ \text{Stress Recovery Point, } F_z &= -r \end{aligned}$$

Figura 32. Perfil circular e as posições das regiões C, D, E, F

O método de análise proposto por Jason Brown (5), pressupõe que a estrutura dimensionada é suficientemente resistente de maneira que não haverá falhas de solda ou conexões. Isso significa que, somente cargas que causem deformações elásticas na estrutura serão estudadas, portanto, é recomendado que esse estudo seja utilizado na fase inicial de um projeto.

As principais cargas sofridas por um veículo são a flexão, dada pelo próprio peso dos componentes e elementos do carro e/ou por um carregamento simétrico aplicado no veículo, e a torção. O caso de torção pura, como será visto adiante, não ocorre isoladamente em situações reais, estará sempre combinado com o caso de flexão já que a gravidade sempre atuará. Tratando esses dois casos com o princípio da superposição, o caso real de torção poderá ser analisado.

Outros casos que serão brevemente estudados serão o carregamento lateral que ocorre numa situação de curva, e as cargas longitudinais que surgem com as desacelerações do veículo. No entanto, para fins de dimensionamento, apenas a flexão, torção pura e torção combinada com a flexão serão considerados.

Como se vê, não faz parte do escopo desse projeto uma análise dinâmica profunda, no entanto, Jason Brown (5) ressalta que, para um projeto que esteja num estágio inicial de desenvolvimento (como no caso deste trabalho), é razoável considerar que uma estrutura veicular dimensionada adequadamente para casos estáticos extremos, utilizando o método proposto em *Motor Vehicle Structures*, estará conseqüentemente dimensionada para uma satisfatória vida de fadiga.

Para tanto, estima-se as forças equivalentes aplicadas à estrutura em diversas situações como, flexão, torção frenagem etc, multiplicando-se as cargas estáticas calculadas por um fator dinâmico de modo a adequar o estudo estático ao dinâmico, como mostrado abaixo.

$$carga\ din\ amica = (carga\ est\ atica)X(fator\ din\ amico)$$

9.1.Carga vertical simétrica (flexão pura)

As condições de flexão dependem do peso dos principais componentes do veículo e do peso próprio da estrutura. Uma consideração que se faz é a condição estática, determinando a distribuição de carga ao longo do veículo. As cargas de reação do eixo são facilmente obtidas através do equilíbrio de forças e momentos a partir dos pesos e posição dos componentes distribuídos ao longo da estrutura. Outra

consideração é a de tratar a estrutura como uma viga bi-dimensional levando-se em conta que o veículo é aproximadamente simétrico em torno do eixo longitudinal. Um típico exemplo de distribuição de massa de um veículo médio é apresentado na Figura 33.

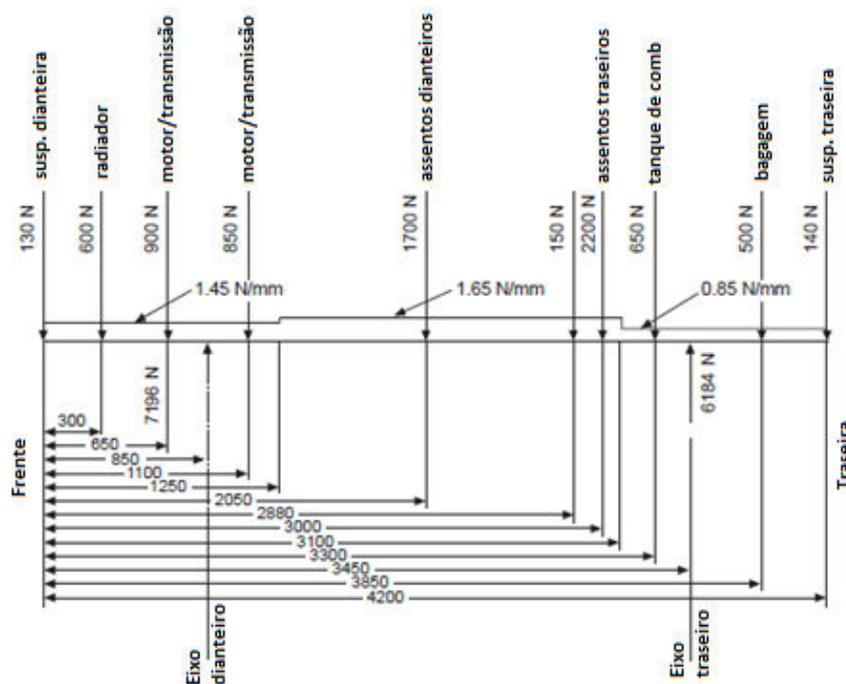


Figura 33. Distribuição dos carregamentos típicos de veículo de passageiro (9)

No entanto, será utilizado como hipótese que os componentes do veículo como motor, câmbio, suspensão etc. são suportados somente pelo chassi, portanto serão desconsiderados. Além disso, para se obter as regiões de maior carregamento na flexão, a utilização de *software* de análise por elementos finitos, permite que se atribua uma gravidade local à simulação e conseqüentemente avalie-se os resultados.

Para fins de dimensionamento, baseado em Pawlowski (10) para veículos fora-de-estrada, a carga de flexão que o veículo estará sujeito deve ser multiplicada por um fator dinâmico 4. Então, a gravidade local aplicada na simulação deve ser 4 vezes maior, ou seja, $g' = 9,81 \cdot 4 = 39,24 \frac{m}{s^2}$.

O engastamento da estrutura deve ser tal que as resultantes na direção X e Y sejam iguais a 0 e que não haja momento reativo em nenhuma direção, de tal maneira que apenas a reação na direção Z seja diferente de 0. Portanto, o carregamento já com a estrutura engastada fica da seguinte maneira:

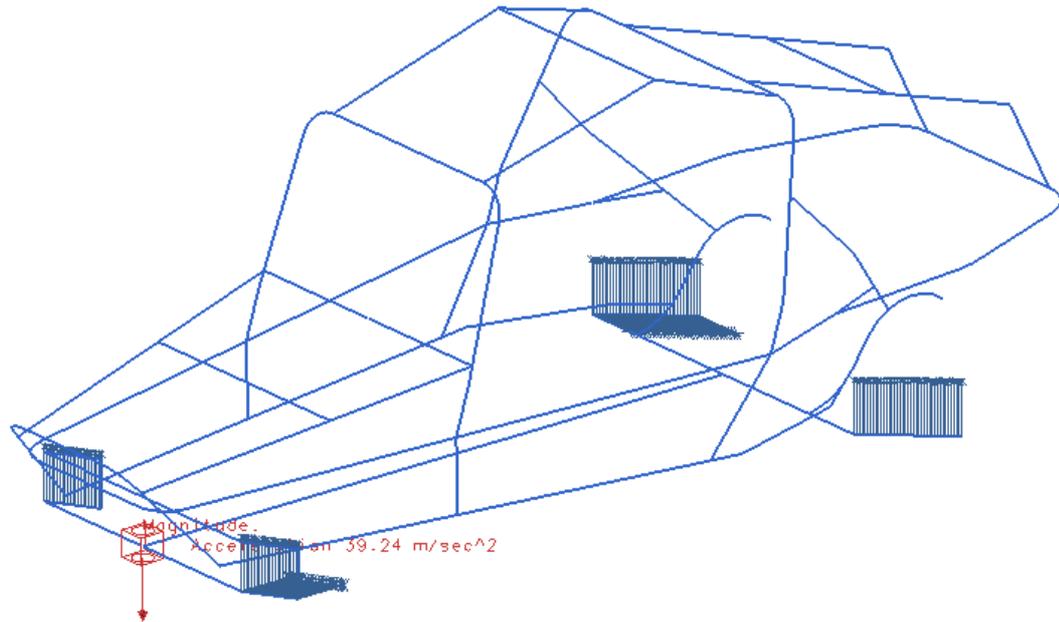


Figura 34. Carregamento na flexão pura

As tensões máximas de Von-Mises obtidas e apresentadas nas Figura 35 e Figura 36 são respectivamente 22,0 MPa e 29,8 MPa. As regiões de tom mais avermelhado correspondem àquelas de maior sollicitação.

Através do software também é possível obter as reações nos apoios dianteiros e traseiros. São esses, respectivamente $F_f' = 879 N$ em cada ponto da suspensão dianteira e $F_r' = 1984 N$ na roda traseira.

model_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point C - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 1.656e-014, Max : 2.200e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

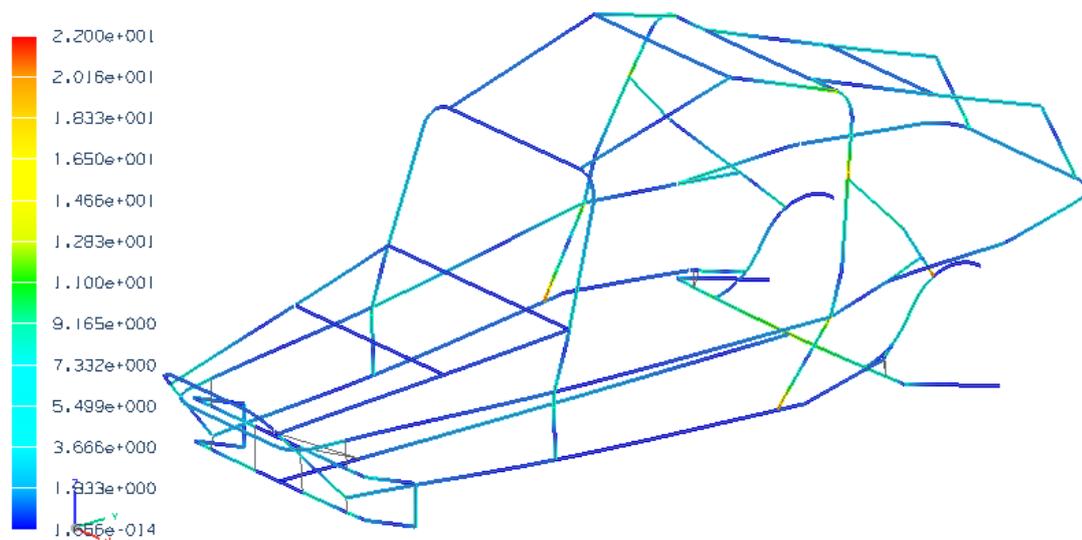


Figura 35. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na flexão

model1_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point D - Element: Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 6.458e-015, Max : 2.977e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

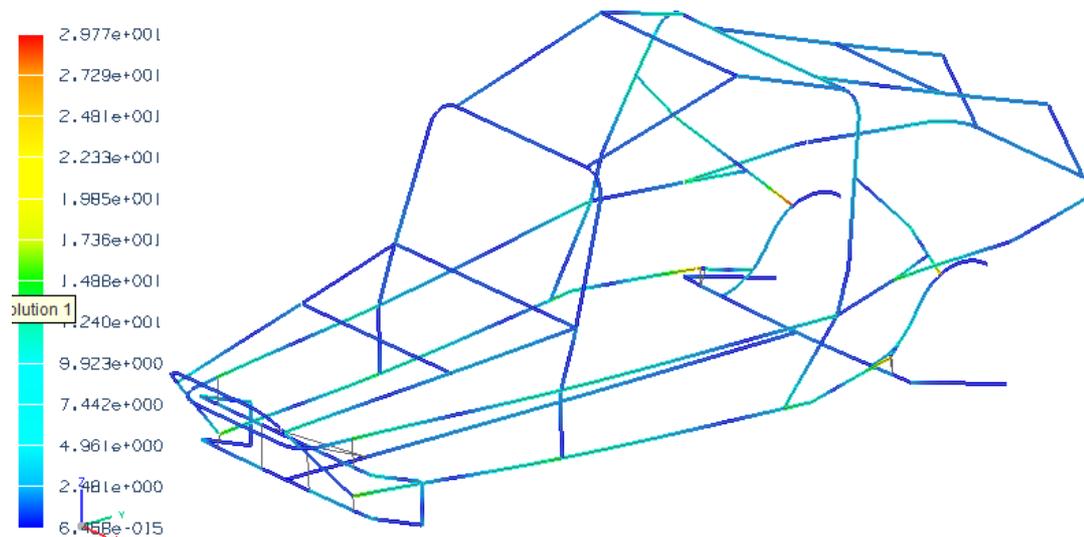


Figura 36. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na flexão

9.2. Carga vertical assimétrica (torção pura)

Este tipo de carregamento ocorre quando apenas uma das rodas de um eixo atinge um obstáculo Figura 37. Cargas verticais assimétricas provocam tanto torção, quanto flexão pura (calculada anteriormente) à estrutura. Por esse motivo esse caso é tratado como sendo o mais severo.

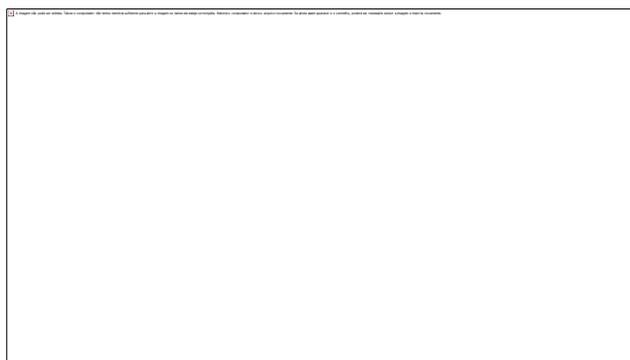


Figura 37. Caso de torção típica de um veículo

Diferentes veículos experimentarão diferentes cargas de torção devido às características mecânicas e geométricas únicas para cada um. A partir das Figura 38 e Figura 39, é possível, através da resolução das equações de estática, determinar as cargas aplicadas.

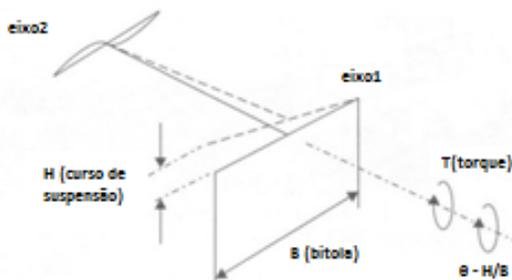


Figura 38. Torção gerada pela elevação da suspensão

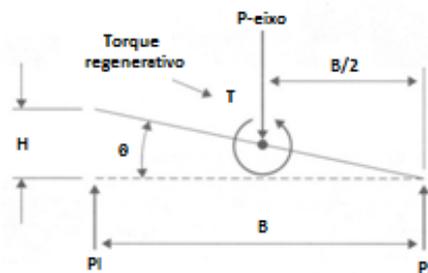


Figura 39. Força e torção aplicadas ao eixo1

Utilizando a notação da Figura 39, as equações de equilíbrio de força e momento ficam:

$$\begin{cases} P_L + P_R = P_{eixo} \\ P_L = P_{eixo} - P_R \\ T = (P_L - P_R) \cdot \frac{B}{2} \end{cases}$$

Onde P_L e P_R são as reações da roda esquerda e direita respectivamente e P_{eixo} é a carga total no eixo.

Rearranjando o sistema anterior temos:

$$T = (P_{eixo} - 2P_R) \cdot \frac{B}{2}$$

$$P_R = \frac{P_{eixo}}{2} - \frac{T}{B}$$

$$P_L = \frac{P_{eixo}}{2} + \frac{T}{B}$$

O torque será máximo quando uma das rodas perderem o contato com o solo, ou seja, quando P_L ou P_R for igual a 0, como demonstrado na Figura 40. Verifica-se

que em qualquer uma das situações, o valor do carregamento na roda oposta será igual a P_{eixo} .

Nota-se que sempre será uma das rodas do eixo de menor peso que primeiro perderá o contato com o chão, por esse fato, o carregamento aplicado na torção é baseado no eixo de menor peso, no caso da gaiola o dianteiro.

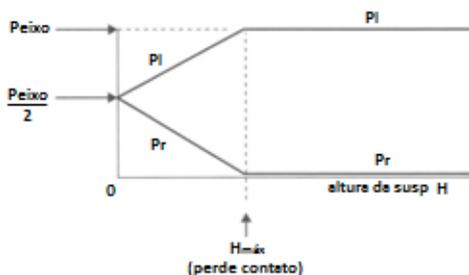


Figura 40. Reação da roda em função de H

Ou seja:

$$T_{max} = P_{eixo} \cdot \frac{B}{2}$$

Onde P_{eixo} agora corresponde à carga total no eixo dianteiro

Mais uma vez essas cargas são baseadas em relação às cargas estáticas, como correção, tipicamente é utilizado um fator dinâmico 1,3 para veículos rodoviários (10), no entanto, para veículos de uso fora-de-estrada, um fator de 1,8 deve ser utilizado. Portanto, a torção aplicada à gaiola será:

$$T = 2740 \cdot \frac{1,29}{2} \cdot 1,8$$

$$T = 3181 \text{ Nm}$$

Jason Brown (5) sugere que o torque gerado nessa situação, seja aplicado à estrutura como uma torção pura, para isso a componente de flexão deve ser desprezada, deixando apenas as cargas dianteiras e traseiras de torção aplicadas em sentidos opostos como na Figura 41. Isso pode não ocorrer na prática, contudo a torção pura é importante, pois gera esforços internos à estrutura que não ocorreriam numa situação de carregamento combinado.

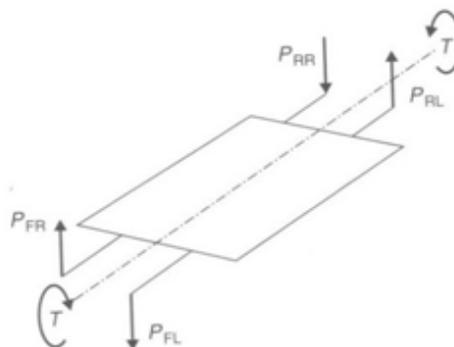


Figura 41. Torção aplicada à estrutura

Como mostrado na Figura 41, não há pontos de engastamento na estrutura, apenas dois binários devem ser aplicados de maneira que a estrutura possa torcer livremente.

Usualmente uma simulação por elementos finitos apresentaria erros devido ao deslocamento infinito que poderia ocorrer devido ao desequilíbrio das forças aplicadas. No entanto, o *software MSC.Nastran®* apresenta uma ferramenta interessante denominada alívio de inércia.

O alívio de inércia é uma opção avançada que permite simular estruturas sem vínculos em uma análise estática. Aplicações típicas de alívio de inércia incluem a modelagem de aeronaves em voo, automóvel numa pista de ensaio, ou de um satélite no espaço. A análise estática do método dos elementos finitos convencional assume que o modelo não contém mecanismos e não pode mover-se como um corpo rígido, conseqüentemente, a análise de elementos finitos convencional estático não pode ser realizada em estruturas sem restrições. No entanto, o método chamado alívio de inércia fornecido pelo *software* é capaz de solucionar tal condição pois, assume-se que a inércia (massa) da estrutura é usada para resistir às cargas aplicadas, ou seja, assume-se que a estrutura está em um estado de equilíbrio estático mesmo que não esteja restrita.

Portanto, as cargas aplicadas à estrutura ficam como apresentadas na Figura 42.

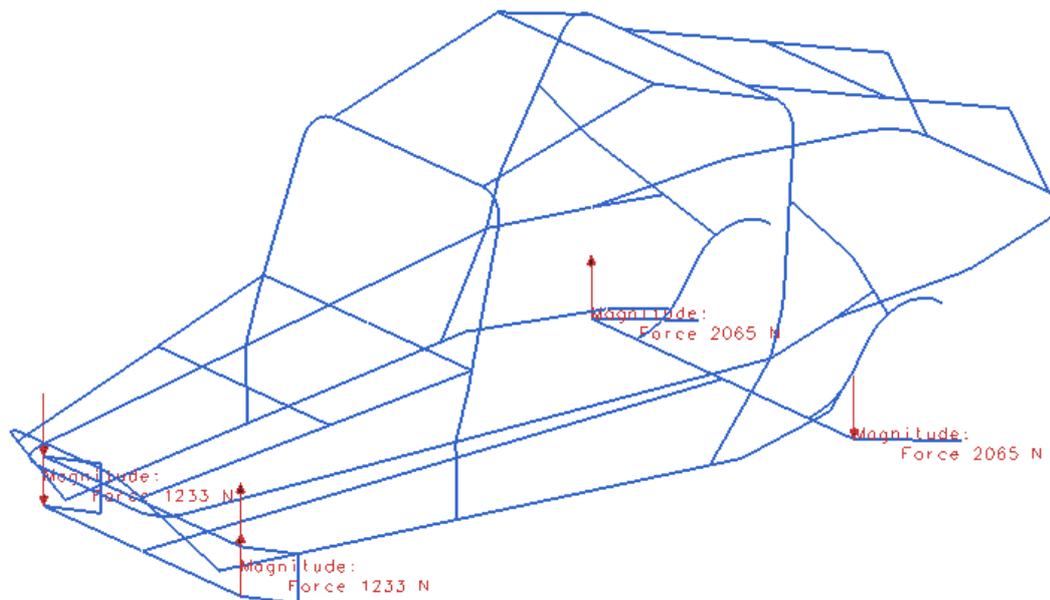


Figura 42. Carregamento na torção pura

As tensões máximas de Von-Mises obtidas e apresentadas nas Figura 43 e Figura 44 são respectivamente 28,0 MPa e 45,2 MPa.

model1.sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point C - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 3.879e-014, Max : 2.792e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

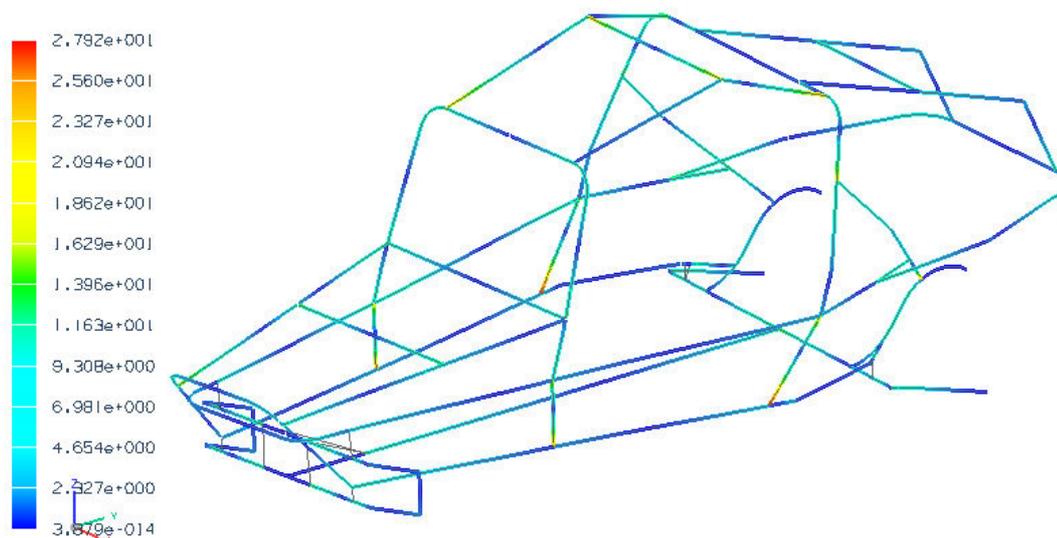


Figura 43. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção pura

model1_sim] : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point D - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 2.934e-013, Max : 4.515e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

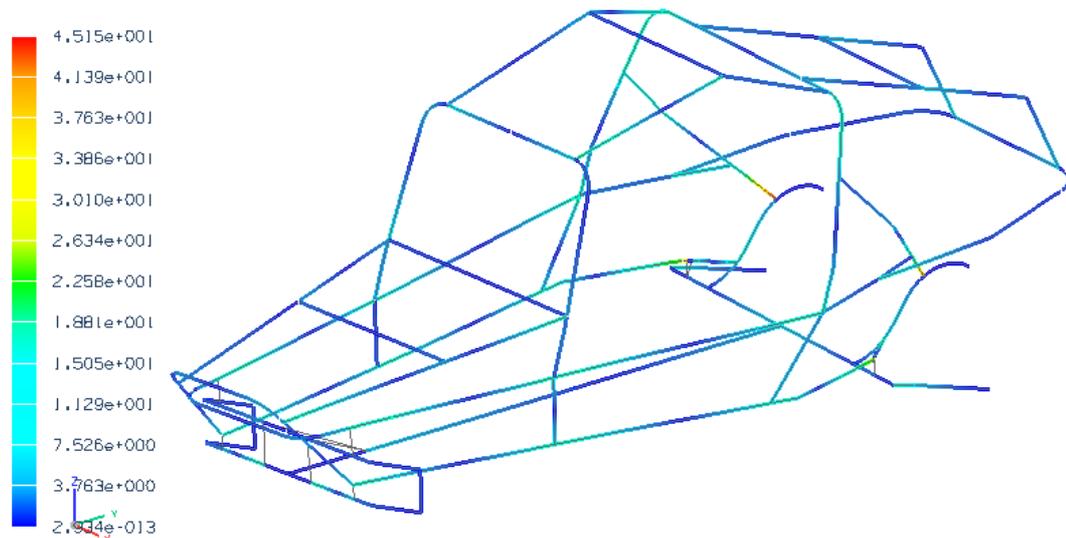


Figura 44. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção pura

9.3. Combinação dos casos de carregamento

Se os casos de carregamento estático de flexão e torção forem combinados, o estado de carga mostrada na Figura 45 será alcançado. Isso representa a situação decorrente de uma roda do eixo menos carregado ser erguida numa colisão de altura suficiente para que a outra roda nesse mesmo eixo desencoste do chão. Nessas condições, toda a carga do eixo mais leve é aplicada a uma roda.

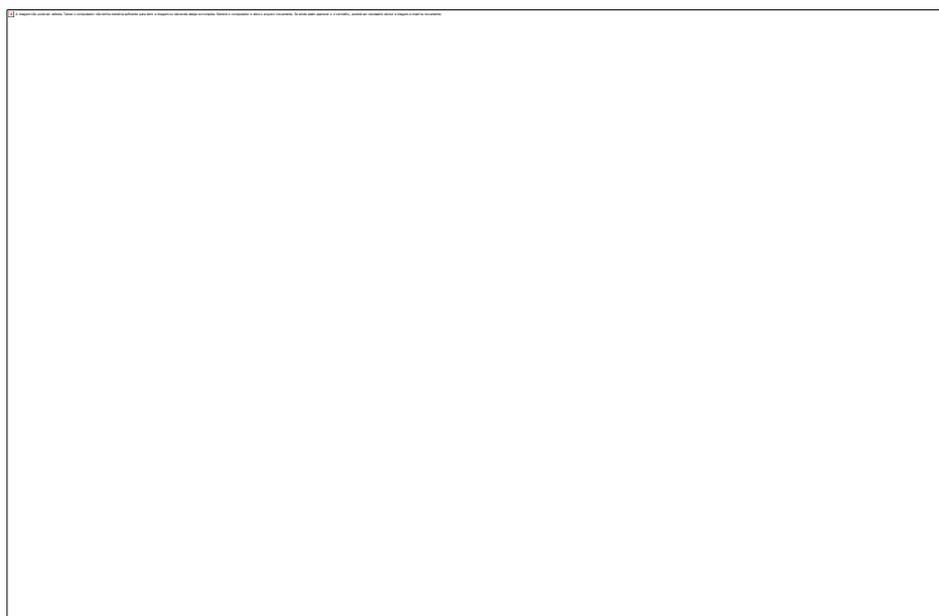


Figura 45. Combinação de carregamentos

Aplicando-se este princípio à gaiola, e utilizando a nomenclatura da Figura 45 com as reações dos apoios obtidas no item 9.1 obtêm-se as seguintes cargas aplicadas às rodas:

$$F_{FL} = P_F + P_T = 879 + 1233 = 2112 \text{ N}$$

$$F_{FR} = P_F - P_T = 879 - 1233 = 354 \text{ N}$$

$$F_{RL} = P_R - P_2 = 1328 - 2065 = 737 \text{ N}$$

$$F_{RR} = P_R + P_2 = 1328 + 2065 = 3393 \text{ N}$$

A Figura 46 apresenta o modelo com os carregamentos aplicados.

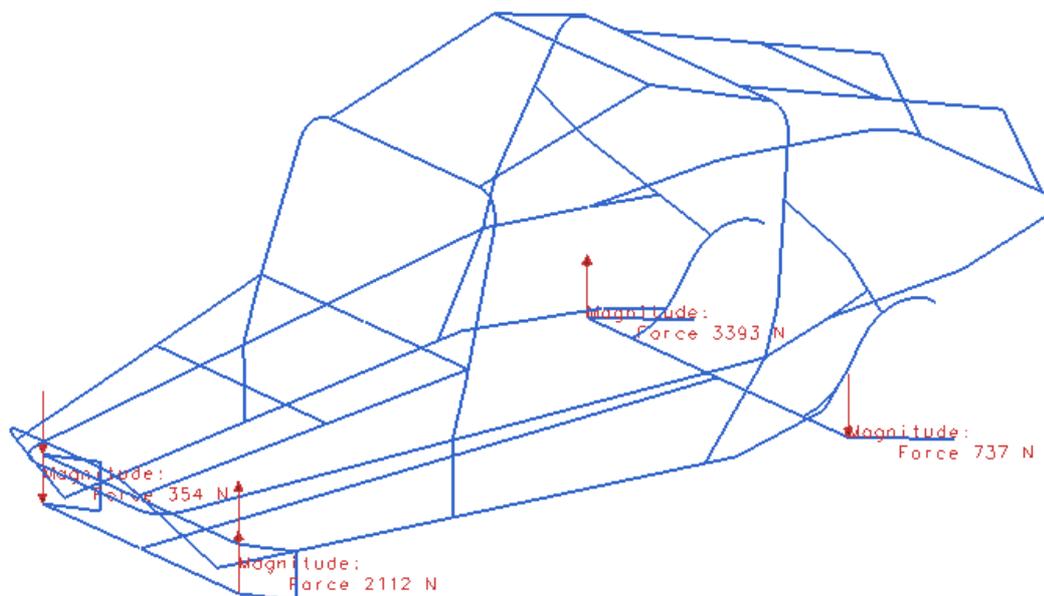


Figura 46. Carregamento combinado, torção + flexão

As tensões máximas de Von-Mises obtidas e apresentadas nas Figura 47 e Figura 48 são respectivamente 43,4 MPa e 64,4 MPa.

model_sim] : Solution J Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point C - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 5.725e-016, Max : 4.344e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

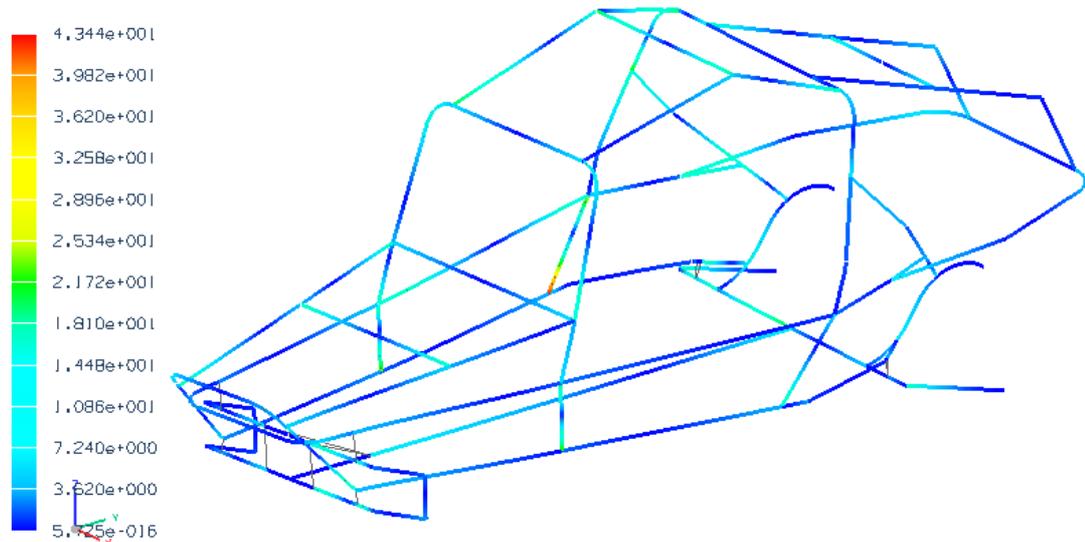


Figura 47. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção

model_sim] : Solution J Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point D - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 1.419e-014, Max : 6.441e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

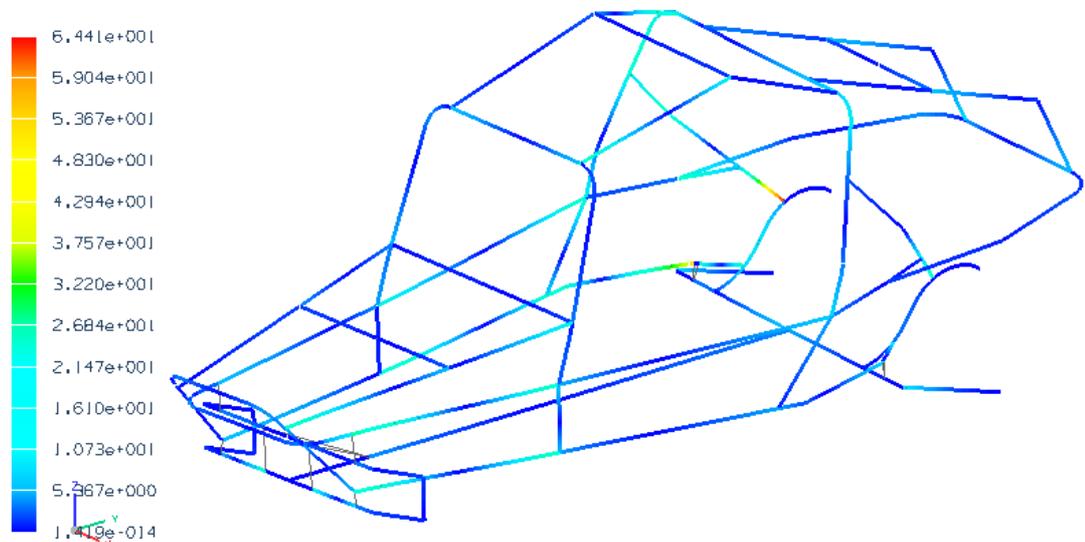


Figura 48. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção

9.4.Carga longitudinal de aceleração

As cargas geradas devido à aceleração, em geral, são menos relevantes frente às desacelerações numa frenagem, exceto para carros que sofram grandes acelerações súbitas, como no caso de veículos de corrida. Podem ser importantes também para o dimensionamento do cofre do motor, porém no caso da gaiola não se considera tal

análise, já que, além de não se esperar acelerações elevadas, o cofre do motor deve ser retirado de outro veículo sem sofrer alterações.

9.5. Carga longitudinal de frenagem

Numa situação de frenagem haverá uma transferência de carga das rodas traseiras para as dianteiras devido à distância do centro de massa em relação ao solo. Essa transferência passa a ser relevante quando o veículo sofre desacelerações bruscas.



Figura 49. Esquema para a dedução da transferência de carga para o eixo dianteiro

Utilizando a notação da Figura 49 calcula-se, por equilíbrio de forças e momento, quanto da massa é transferido para o eixo dianteiro na frenagem da seguinte maneira:

$$Ma = \mu Mg = \mu F_F + \mu F_R \quad (13)$$

$$F_F L = Mg L_R + Ma \quad (14)$$

Vale ressaltar que o fator de atrito a ser considerado será de 0,8 (11) (próximo àquele da interação pneu-asfalto), tendo-se assim uma segurança maior dado que usualmente o coeficiente de atrito em situações fora de estrada é menor.

Substituindo 13 em 14:

$$F_F = \frac{Mg(L_R + \mu h)}{L}$$

$$F_R = \frac{Mg(L_F - \mu h)}{L}$$

Portanto, utilizando um fator dinâmico de 1,75 (12) temos:

$$F'_f = Mg \cdot FD \frac{L_R + \mu h}{L}$$

$$F'_f = 8183,1,75 \frac{0,73 + 0,8 \cdot 0,62}{2,17} = 8090N$$

Portanto, a elevação da carga no eixo dianteiro foi de aproximadamente 300% (normal estática = 2739N), ou seja, as considerações anteriores feitas para um caso de flexão pura são mais relevantes já que o fator dinâmico utilizado foi de 400% sobre o valor real da gravidade local. Em ambos os casos, os esforços atuam similarmente, pois a frenagem também causa uma flexão pura à estrutura.

9.6. Cargas laterais

Basicamente duas formas de carregamento podem ocorrer numa situação de curva, uma na derrapagem Figura 50(a), na qual a força lateral máxima é dada por *força máxima* = μMg , onde μ é o coeficiente de atrito lateral do pneu e, no caso mais crítico, numa situação de “quase capotamento” Figura 50(b). Neste caso, a força lateral é máxima quando a roda “A” perder o contato com o solo. Vale ressaltar que o capotamento não ocorrerá a menos que haja energia suficiente para levar o centro de gravidade ao ponto B como mostra a Figura 50.

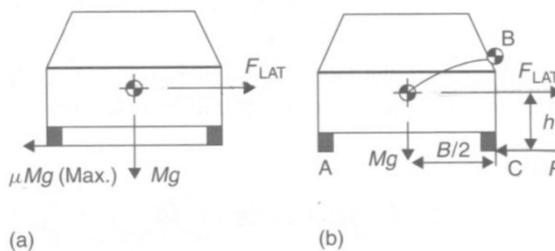


Figura 50. Carga lateral

Utilizando a nomenclatura dada na Figura 50, e o momento em relação ao ponto C temos:

$$F_{lat} \cdot h = Mg \cdot \frac{B}{2} \cdot K$$

$$F_{lat} = \frac{MgB}{2h} \cdot K$$

Onde K é o fator dinâmico de segurança. Garrett (1953) (12) sugere utilizar $K=1,75$.

A distribuição frontal e traseira das forças laterais fica da seguinte maneira:

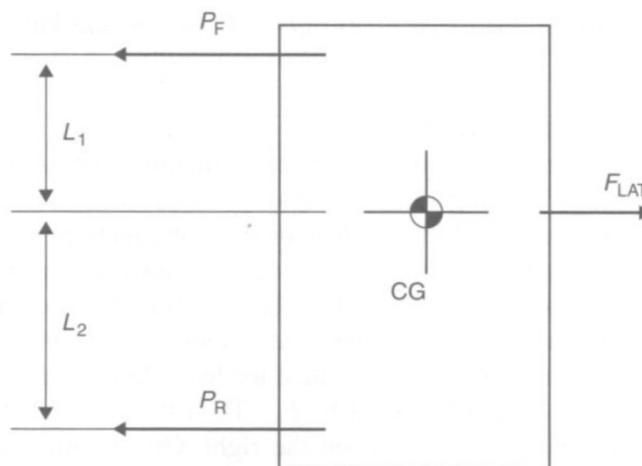


Figura 51. Distribuição das forças laterais

$$P_F L_1 - P_R L_2 = 0$$

$$P_F + P_R = F_{lat}$$

Rearranjando as equações anteriores temos:

$$P_F = \frac{F_{lat} L_2}{L_1 + L_2}$$

$$P_R = \frac{F_{lat} L_1}{L_1 + L_2}$$

Portanto, a força lateral total é:

$$F_{lat} = Mg \cdot \frac{B}{2h} \cdot K$$

$$F_{lat} = \frac{8183,3 \cdot 1,54}{2,0,62} \cdot 1,75 = 17785N$$

Distribuição nas rodas:

$$P_f = \frac{F_{lat} L_2}{L_1 + L_2}$$

$$P_f = \frac{17785 \cdot 0,72}{2,17} = 5901N$$

$$P_r = 17785 - 5901 = 11884N$$

Nota-se, porém, que as cargas laterais são transmitidas principalmente à base da estrutura, ou seja, são transmitidas ao chassi da gaiola que no caso proposto é retirado pronto de um veículo e não deve sofrer alterações.

9.7. Análise dos resultados

Como pôde ser observado, a estrutura tubular está dimensionada com um fator de segurança muito elevado, no caso mais crítico de solicitação, temos que a tensão máxima de Von-Mises atinge 64,4 MPa, aproximadamente 3,2 vezes menor que o limite de escoamento do aço ABNT 1020 (210MPa). Segundo (5), um coeficiente de segurança $FS = 2$ estaria adequado devido ao fato de fatores dinâmicos já terem sido considerados na obtenção das cargas atuantes. Portanto, com a redução na área da seção transversal dos tubos, aliado à mudanças estruturais esperasse atingir o objetivo de redução de pelo menos 33% na massas da estrutura tubular.

10. MELHORIAS ESTRUTURAIS

Nota-se nas simulações anteriores, item 9, que em todos os casos, as regiões mais solicitadas são as que aparecem destacadas em vermelho na Figura 52.

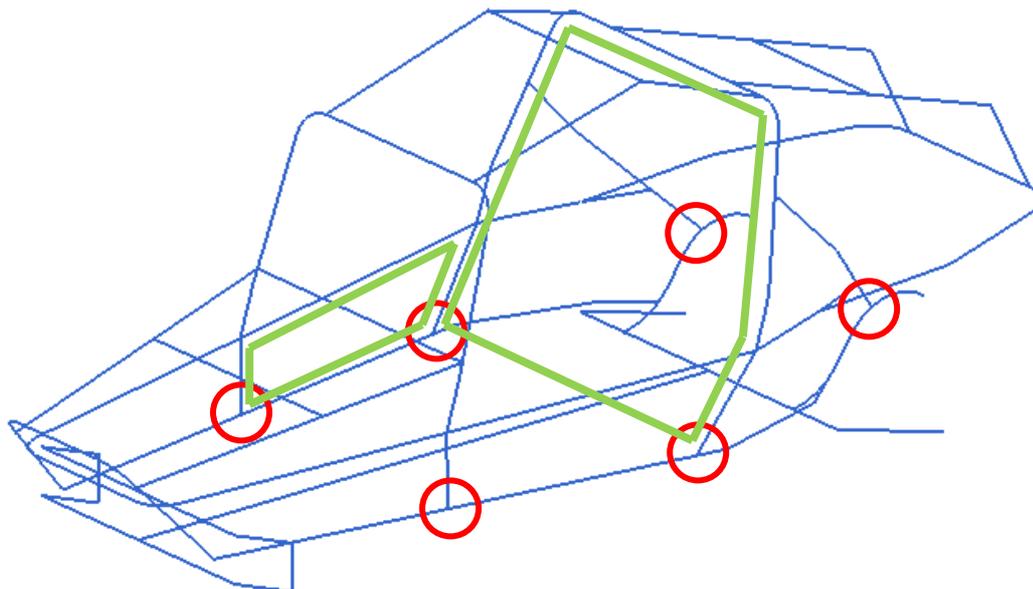


Figura 52. Regiões de mais solicitadas

Entre outros fatores, o que causa essa sobrecarga possivelmente é a falta de travamento estrutural, ou seja, a estrutura da gaiola é formada por “quadrados” (exemplificados em verde na Figura 52) que não apresentam vigas transversais que diminuam o deslocamento torcional e conseqüentemente reduzam os esforços.

O Regulamento Baja SAE (13) obriga que todos os carros tenham travamento como citado anteriormente com intuito de aumento de rigidez e conseqüentemente de resistência do veículo.

O primeiro passo para a redução de massa foi a mudança na área da seção transversal dos tubos. No caso deste trabalho será utilizado o mesmo perfil por toda a gaiola com o intuito de facilitar a construção de um protótipo posteriormente.

A Tabela 8 apresenta resumidamente alguns tubos disponibilizados no catálogo virtual da empresa Century Tubos (14).

Tabela 8. Tabela de Pesos e Medidas de tubos redondos, trefilados a frio ou a quente, para fins industriais DIN 2393, DIN 2394 e DIN 2395 ref (14).

		ESPESSURA (mm) - PESO (barra de 6 metros)								
Diâmetro externo (pol)	Diâmetro externo (mm)	0,9	1,2	1,5	1,9	2	2,25	2,65	3	3,35
3/8"	9,53	1,15	1,48	1,79	•	•	•	•	•	•
1/2"	12,7	1,58	2,05	2,49	•	•	•	•	•	•
5/8"	15,88	2	2,61	3,19	3,93	4,11	•	•	•	•
3/4"	19,05	2,42	3,17	3,9	4,83	5,05	5,6	•	•	•
13/16"	20,7	2,64	3,47	4,27	5,29	5,54	6,15	7,08	•	•
7/8"	22,23	2,84	3,74	4,6	5,72	5,99	6,65	7,68	•	•
1"	25,4	3,27	4,3	5,31	6,61	6,93	7,71	8,93	9,95	•
1.1/16"	26,7	•	•	5,6	6,98	7,31	8,14	9,43	10,52	11,58
1.1/8"	28,6	3,69	4,87	6,01	7,51	7,87	8,77	10,18	11,37	•
1.1/4"	31,75	4,11	5,43	6,72	8,4	8,81	9,83	11,41	12,77	14,08
1.5/16"	33,7	•	•	7,15	8,94	9,38	10,47	12,18	13,63	15,05
1.3/8"	35	4,55	6,01	7,44	9,31	9,77	10,91	12,69	14,21	15,69
1.1/2"	38,1	4,96	6,56	8,13	10,18	10,69	11,94	13,9	15,59	17,23
1.5/8"	41,27	5,38	7,12	8,83	11,07	11,62	12,99	15,15	16,99	18,8
1.11/16"	42,2	•	•	9,04	11,33	11,9	13,3	15,51	17,4	19,26
1.3/4"	44,45	5,8	7,68	9,54	11,97	12,57	14,05	16,39	18,4	20,38
1.7/8"	47,6	6,22	8,24	10,24	12,85	13,5	15,1	17,63	19,8	21,94
1.29/32"	48,3	•	•	10,39	13,05	13,7	15,33	17,9	20,11	22,98
2"	50,8	6,65	8,81	10,95	13,75	14,45	16,17	18,88	21,22	23,52

As células destacadas em vermelho na Tabela 8 correspondem ao tubo anteriormente utilizado na gaiola (2" x 3mm).

Fazendo-se algumas tentativas de melhoria chegou-se à seguinte configuração para a estrutura final (Figura 53), na qual utiliza-se tubos de diâmetro 1.3/8" com 1,5mm de espessura de parede.

As mudanças estruturais realizadas foram a adição dos tubos de travamento (destacadas em cinza), a elevação do tubo de escora (vermelho), e a adição to tubo para melhorar o apoio e distribuição de carga (verde). Com essas mudanças, houve redução sensível na massa total da estrutura, que chegou a 104kg, redução de 40%

em relação à massa original, mantendo-se um coeficiente de segurança não menor que 2 para todos os casos de carregamento como será apresentado a seguir.

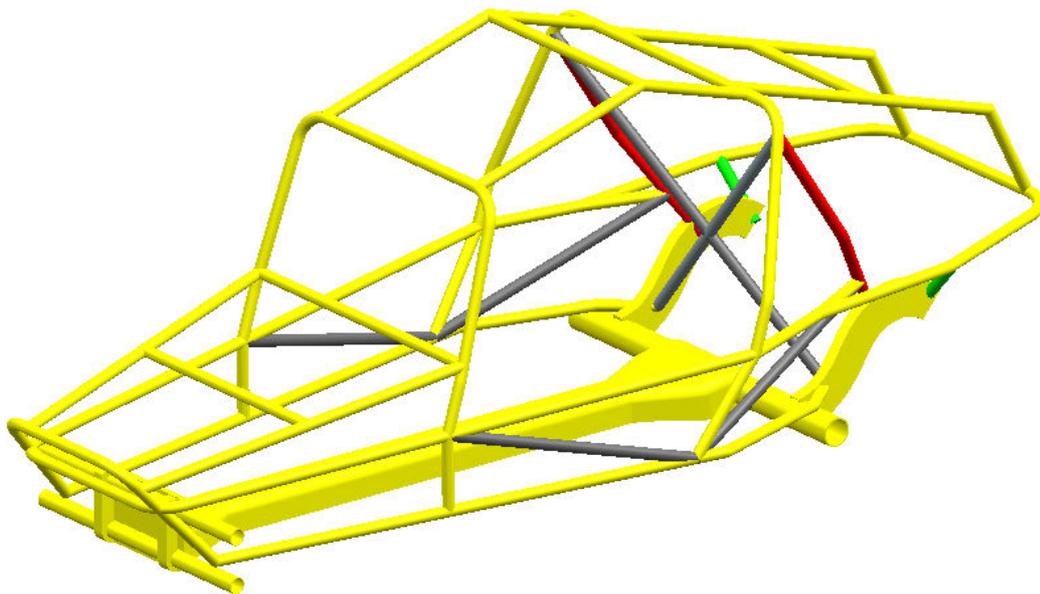


Figura 53. Configuração final da estrutura tubular

Utilizando os mesmos princípios anteriormente descritos, as características da malha gerada para a nova simulação são apresentadas no ANEXO C e o modelo fica como na Figura 54.

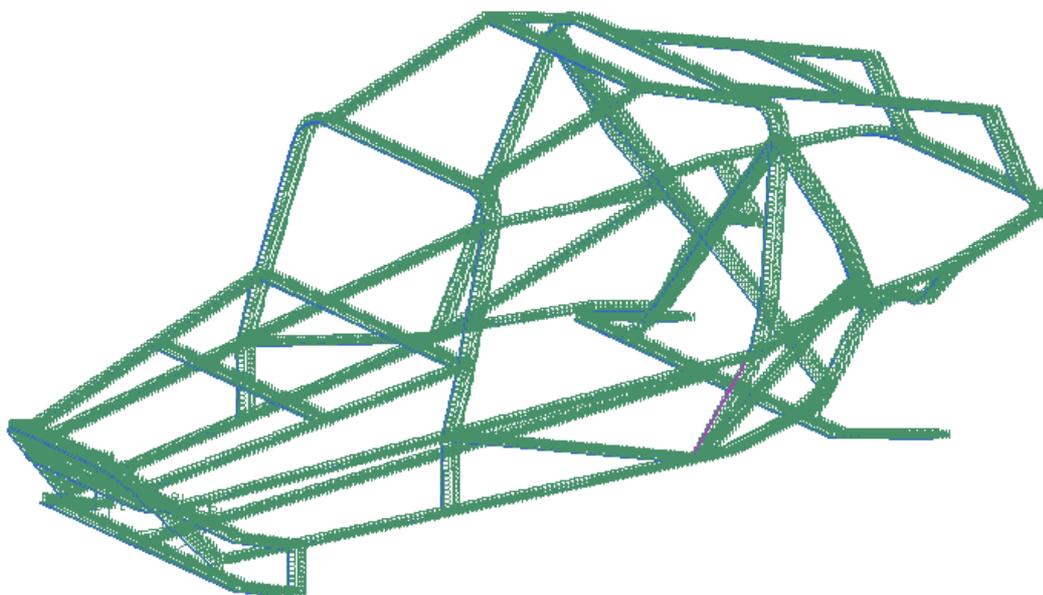


Figura 54. Malha 1D da estrutura

A seguir é apresentado as novas simulações para os mesmos casos analisados anteriormente, flexão pura, torção pura e carregamento combinado, porém com a nova estrutura obtida.

10.1. Flexão pura

As Figura 55 e Figura 56 apresentam as tensões máximas de Von-Mises obtidas na flexão pura. São estas respectivamente 33,8 MPa e 29,2 MPa.

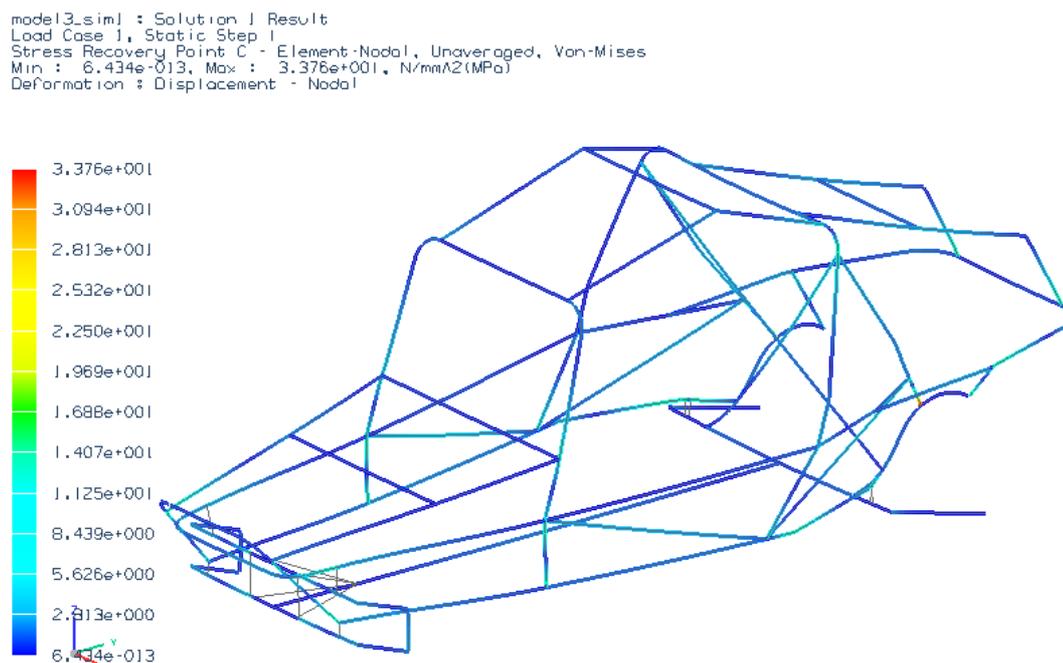


Figura 55. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na flexão

model3_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point D - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 3.044e-013, Max : 2.923e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

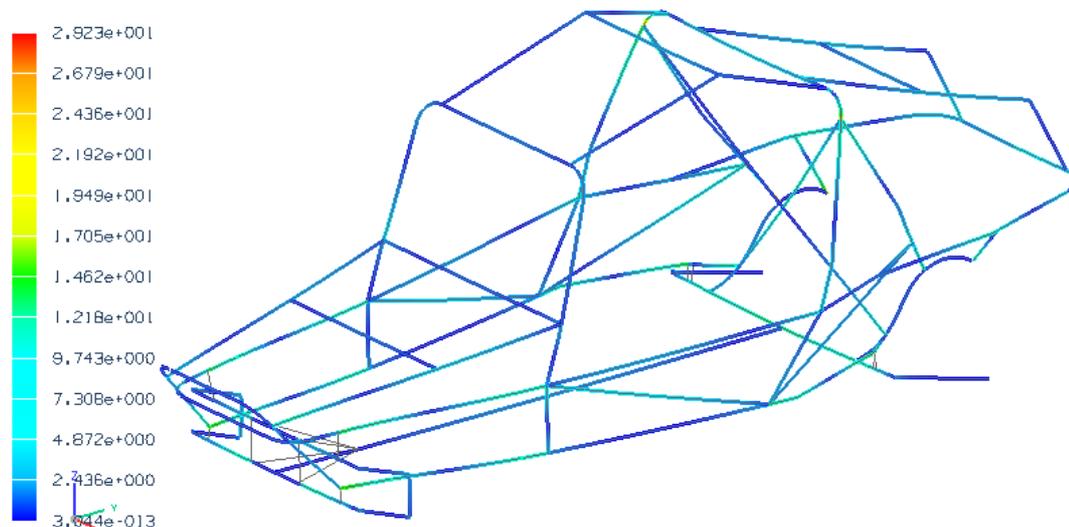


Figura 56. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na flexão

10.2. Torção pura

As máximas tensões de Von-Mises obtidas neste caso são apresentadas nas Figura 57 e Figura 58. Os valores são respectivamente 85,8 MPa e 72 MPa.

model3_sim1 : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point C - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 8.277e-005, Max : 8.581e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

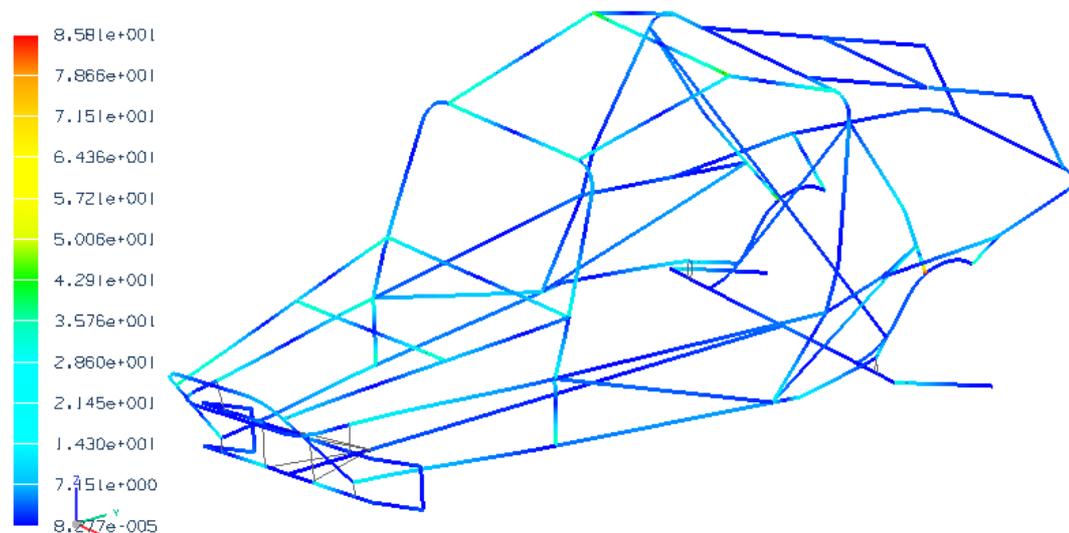


Figura 57. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção pura

model3.sim] : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point D - Element: Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 1.331e-004, Max : 7.204e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

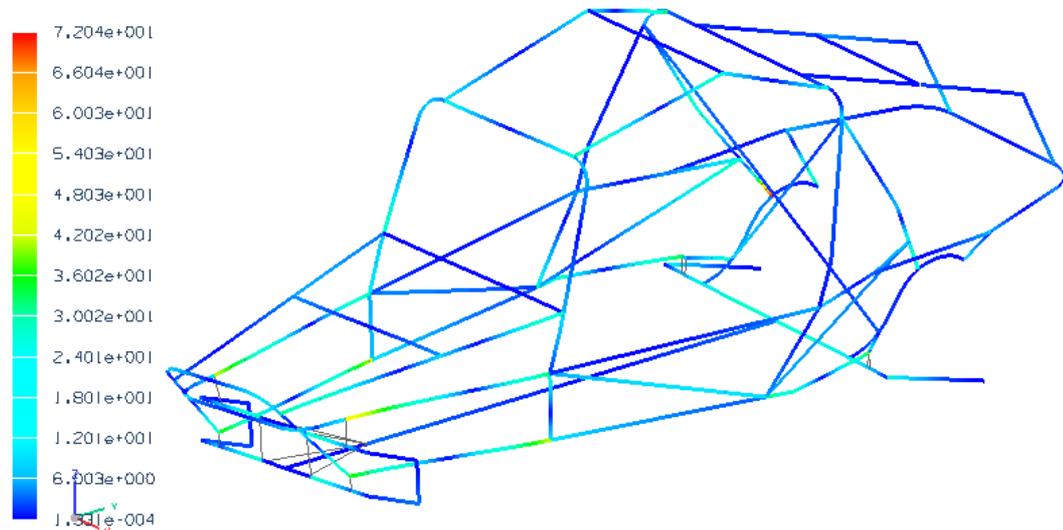


Figura 58. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção pura

10.3. Combinação dos casos de carregamento

Neste caso mais crítico, as máximas tensões de Von-Mises obtidas são respectivamente 74,7 MPa e 104,0 MPa apresentadas nas Figura 57 e Figura 58.

model3.sim] : Solution 1 Result
 Load Case 1, Static Step 1
 Stress Recovery Point C - Element: Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Min : 5.699e-006, Max : 7.465e+001, N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal

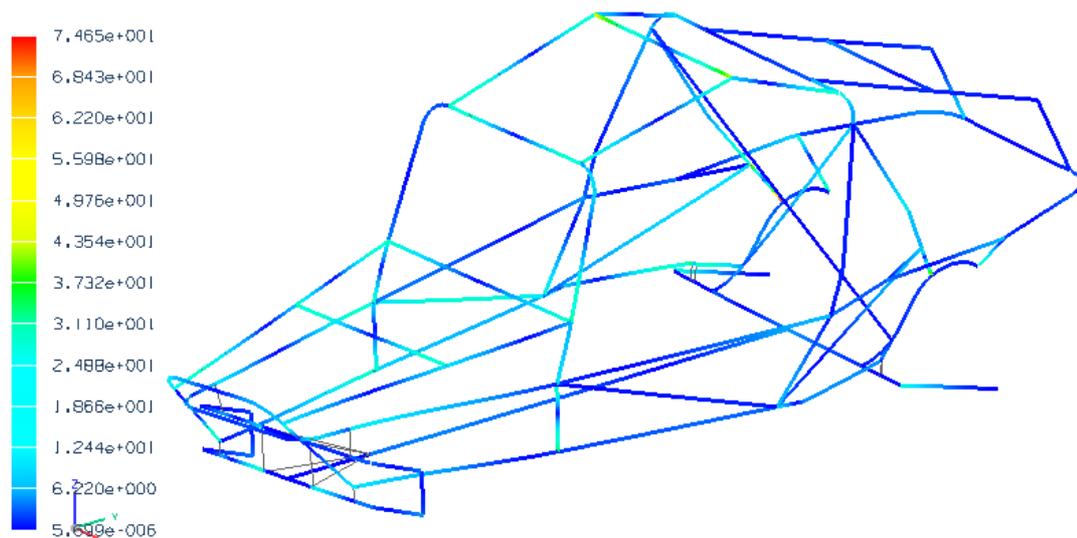


Figura 59. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto C na torção

model3.sim] : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress Recovery Point D - Element:Node1, Unaveraged, Von-Mises
Min : 1.445e-005, Max : 1.039e+002
Deformation : Displacement - Node1

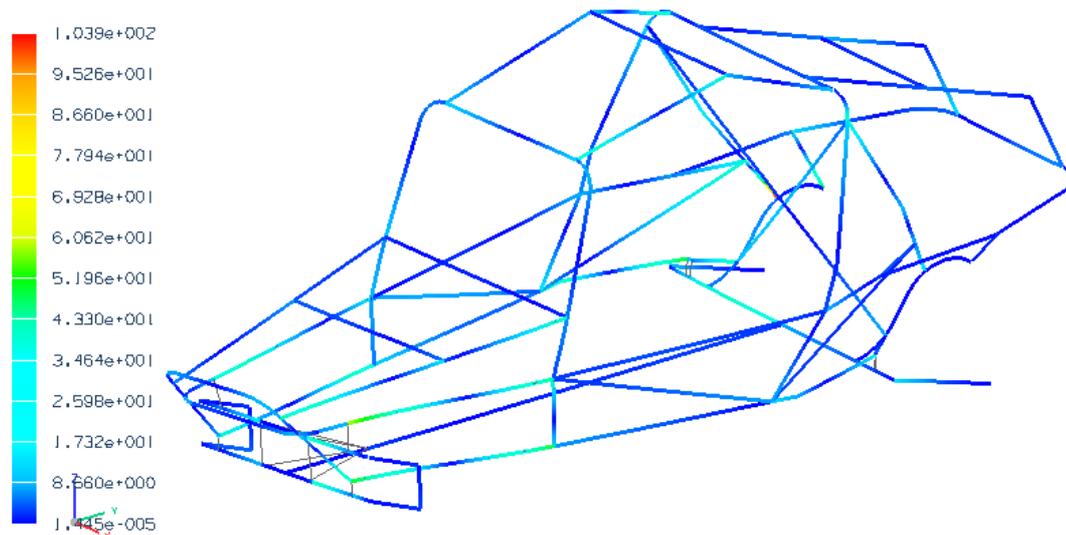


Figura 60. Tensão de Von-Mises correspondente ao ponto D na torção

11. ANÁLISE DA REGIÃO DE CONEXÃO

Como citado na introdução do item 8, análises unidimensionais não são razoáveis para a obtenção do comportamento mecânico em descontinuidades, ou seja, no caso da gaiola, as regiões de conexão entre os tubos ou dos tubos ao chassi, devem ser avaliadas mais criteriosamente.

A seguir será feito um estudo da região com maior sollicitação mecânica apresentada nas simulações 1D. Destacando-se tridimensionalmente um trecho da conexão entre tubo e chassi e conectando-se os elementos da malha do sólido aos elementos unidimensionais da curva, é possível analisar a resposta de tal região crítica. A Figura 61 representa o modelo a ser utilizado nas simulações. Em destaque a região objeto de estudo.

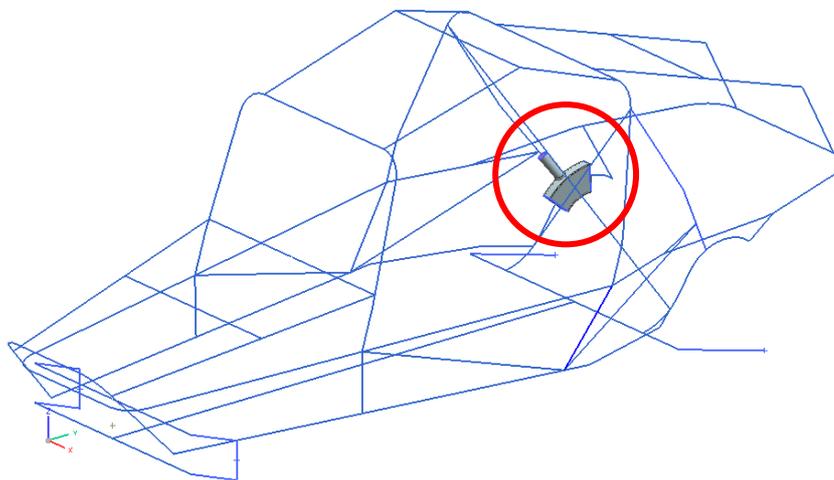


Figura 61. Modelo para análise de concentração de tensão

A Figura 62 mostra as conexões rígidas entre o nó do elemento bidimensional e a superfície da face do elemento sólido com malha tridimensional tetraédrica.

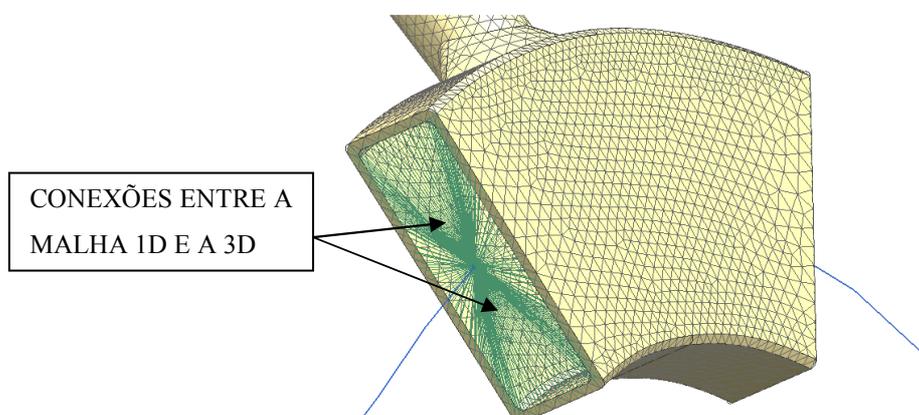


Figura 62. Conexão entre as malhas 1D e 3D

Com o modelo determinado e simulando-se a estrutura para o caso de carregamento combinado (caso mais crítico) obtém-se o seguinte resultado.

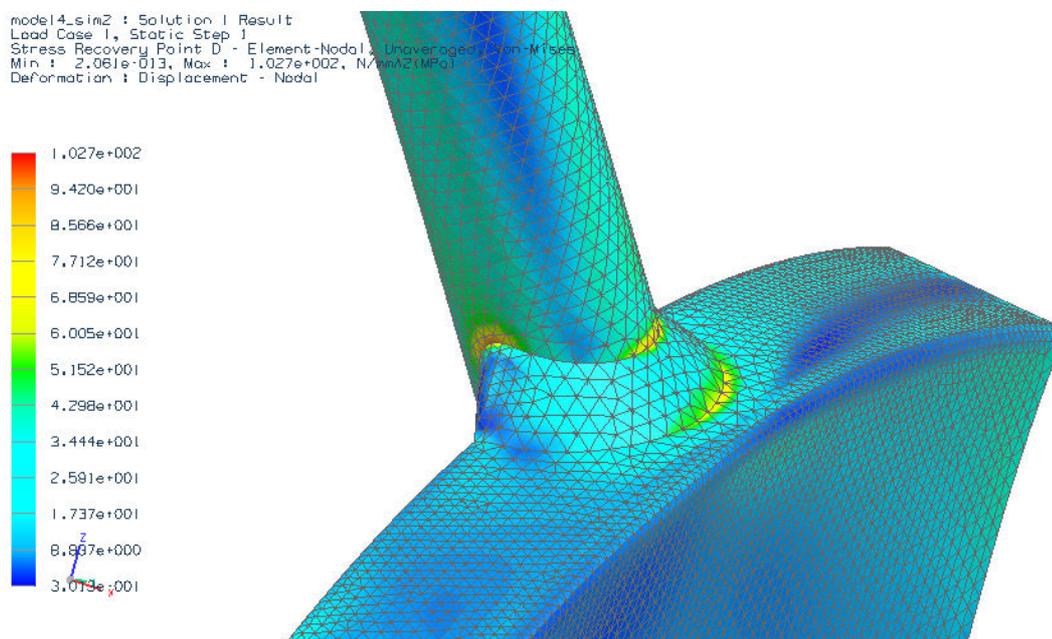


Figura 63. Resposta ao carregamento combinado - vista1

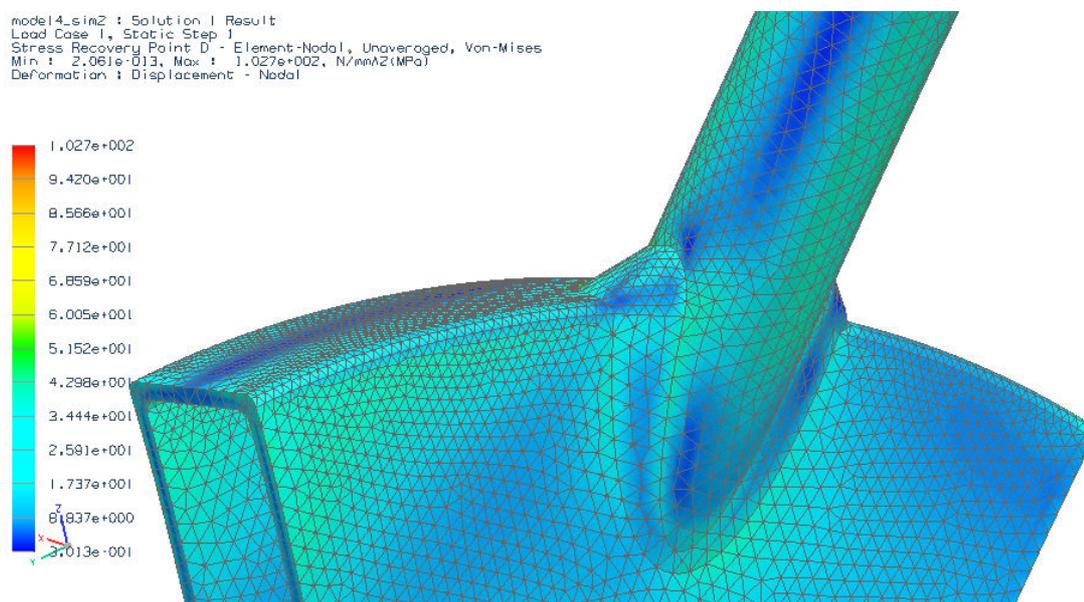


Figura 64. Resposta ao carregamento combinado - vista2

As Figura 63 e Figura 64 deixam claro os pontos de maior sollicitação. Como esperado, a região da solda concentra a tensão, porém o valor da máxima tensão de Von-Mises atinge 103MPa, ou seja, os valores obtidos anteriormente para a dimensão da estrutura não necessitam qualquer alteração.

12. CONCLUSÃO

Os objetivos pelos quais este trabalho foi desenvolvido foram alcançados na medida em que, no início apresentou-se a legislação vigente para homologação e regulamentação de veículos artesanais concluindo-se que a interferência deste item nas alterações estruturais seria nulo, bem como no estudo de ergonomia, que concluiu que o arranjo estrutural está conforme, não havendo a necessidade de mudanças para atender especificações. E finalmente num terceiro momento, a obtenção de resultados satisfatórios através das simulações estruturais que permitiram, aliado à preocupação com a não perda de resistência e não interferindo no estudo anterior de ergonomia, reduzir aproximadamente 40% de massa estrutural.

É importante ressaltar, no entanto, que as análises estruturais feitas são adequadas para o início do desenvolvimento, com elas é possível obter as características básicas do modelo. Em seguida, faz-se necessário estudos mais aprofundados que visem analisar os pontos que foram tidos como suficientemente dimensionados por extrapolação de um outro dimensionamento, como no caso de se supor que, por se usar um coeficiente dinâmico, a estrutura estaria adequada às solicitações de fadiga.

ANEXO A – GAIOLA ORIGINAL

```
=====
Information listing created by : Botosso
Date                          : 30/10/2010 14:26:24
Current work part             : C:\TF Gaiola\modell_fem1.fem
Node name                     : botosso-pc
=====
```

```
-----
FINITE ELEMENT MODEL SUMMARY
-----
```

```
ENVIRONMENT SUMMARY
-----
```

```
Environment      : NX NASTRAN - Structural
Analysis         : Structural
Problem abstraction : Simple
Time dependency   : Steady state
Solver           : NX NASTRAN
```

```
MESH SUMMARY
-----
```

```
Total number of elements in the part : 2721
Total number of nodes in the part    : 2691
Number of Beam elements               : 2684
Number of Rigid Link elements        : 37
```

```
-----
NX NASTRAN SOLID PROPERTIES
-----
```

```
Volume          : 2.209107E+007 mm^3
Total Mass      : 1.729510E+002 kg
Structural Mass : 1.729510E+002 kg
Nonstructural Mass : 0.000000E+000 kg
```

ANEXO B – CARACTERÍSTICAS DO AÇO

```

=====
Information listing created by : Botosso
Date                          : 30/10/2010 14:30:54
Current work part             : C:\TF Gaiola\modell_fem1.fem
Node name                     : botosso-pc
=====

```

MATERIAL INFORMATION

```

Library Material : Steel
Category          METAL
Library Reference 13
  Category                : METAL
  Mass Density (RHO)      : 7.829e-006 kg/mm^3

  temperature  Youngs Modulus (E)
  C  mN/mm^2 (kPa)
      20          206940000

  temperature  Poissons Ratio (NU)
  C  Unitless
      20          0.288

  temperature  Yield Strength
  C  mN/mm^2 (kPa)
      20          137895

  temperature  Ultimate Tensile Strength
  C  mN/mm^2 (kPa)
      20          276000

  temperature  Thermal Expansion (A)
  C  1/C
      20          1.128e-005

  temperature  Thermal Conductivity (K)
  C  microW/mm-C
      20          55700

Specific Heat (CP)                : 434000000 microJ/kg-K

```

ANEXO C – MODELO DA GAIOLA FINAL

```
=====  
Information listing created by : Botosso  
Date : 30/10/2010 14:26:31  
Current work part : C:\TF Gaiola\modell_fem1.fem  
Node name : botosso-pc  
=====
```

```
-----  
FINITE ELEMENT MODEL SUMMARY  
-----
```

```
ENVIRONMENT SUMMARY  
-----
```

```
Environment : NX NASTRAN - Structural  
Analysis : Structural  
Problem abstraction : Simple  
Time dependency : Steady state  
Solver : NX NASTRAN
```

```
MESH SUMMARY  
-----
```

```
Total number of elements in the part : 3184  
Total number of nodes in the part : 3136  
Number of Beam elements : 3171  
Number of Rigid Link elements : 13
```

```
-----  
NX NASTRAN SOLID PROPERTIES  
-----
```

```
Volume : 1.327478E+007 mm^3  
Total Mass : 1.039282E+002 kg  
Structural Mass : 1.039282E+002 kg  
Nonstructural Mass : 0.000000E+000 kg
```

REFERÊNCIAS

- [1]. **Hibbard, Jeff.** *Baja Bugs & Buggies*. New York : HPBooks, 1982. p. 156.
- [2]. DENATRAN. Brasil. Frota nacional. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br>>. Acesso em: 22 de ago. 2010.
- [3]. FIPE. Brasil. Tabela de veículos novos e usados. Disponível em: <<http://www.fipe.org.br>>. Acesso em 23 de ago de 2010
- [4]. INMETRO. Brasil. Disponível em <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao>>. Acesso em: 29 de out. de 2010
- [5]. **Brown, Jason C e Robertson, John A.** *Motor Vehicle Structure*. s.l. : Elsevier, 2001. p. 304.
- [6]. **Woodson, Wesley E. e Conover, Donald W.** *Human Engineering Guide for Equipment Designers*. segunda. Berkeley : University of California Press, 1964.
- [7]. *An investigation of relational characteristics among the design elements of automobile occupant packaging with a triangular method.* **Lee, Jung K, Jung, Eui S e Chung, Min K.** 1999, CybErg 1999.
- [8]. **Melconian, Sarkis.** *Mecânica Técnica e Resistência dos Materiais*. São Paulo : Ed. Erica, 1999. p. 360.
- [9]. **Happian-Smith, Julian.** *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Woburn : Butterworth-Heinemann, 2002. p. 600.
- [10]. **J., Pawlowski.** *Vehicle Body Engineering*. s.l. : Business Books, 1969.
- [11]. **Bosch.** *Manual de Tecnologia Automotiva*. [trad.] Euryale de J. Zerbini, et al. 25.ed. São Paulo : Edgard Blücher, 2005. p. 1231.
- [12]. **Garrett, T.K.** *Automobile Dynamic Loads, Automobile Engineer*. 1953.
- [13]. **SAE BRASIL - Sociedade de Engenheiros da Mobilidade.** *Regulamento XIII Competição Baja SAE Brasil*. 2007. p. 63.
- [14]. Centurytubos. São Paulo. Disponível em: <<http://www.centurytubos.com.br>>. Visitado em 15 de out. de 2010.