

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de um Veículo para Competição de “Mileage”

André Takashi Matsumoto

São Paulo
2005

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de um Veículo para Competição de "Mileage"

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

André Takashi Matsumoto

Orientador:

Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

**São Paulo
2005**

*Visto
Ronaldo de Breyne Salvagni
09/12/05*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e minha namorada pelo apoio durante todos estes anos.

Ao professor Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni pelos conselhos durante o projeto.

Aos amigos da GM que colaboraram com meu aprendizado durante o período de estágio, e ao engenheiro Julio Cesar Alves pela ajuda nas análises de CFD.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o projeto básico de um veículo para competição de autonomia que possa servir de base para futuras equipes da Escola Politécnica da USP que desejem participar da competição no Brasil, que tem origens na tradicional Shell-Eco Marathon, uma prova realizada por décadas na Europa. O projeto foi dividido em três etapas: dimensionamento do trem de força (powertrain), estrutura e carenagem. Na primeira etapa foi escolhido o motor a ser utilizado e foi feito um estudo das forças resistivas ao movimento. Em seguida, um modelo matemático para equacionar o consumo do veículo foi desenvolvido considerando todas as variáveis envolvidas, e através de simulações chegou-se a uma autonomia de 447 km/l. Com as medidas definidas, como posição do motor e distância entre eixos da transmissão, foi possível projetar a carenagem e a estrutura do veículo considerando uma geometria que provoque o menor arrasto aerodinâmico, pois a área frontal e o coeficiente de arrasto (C_d) irão influenciar no consumo. A estrutura foi dimensionada considerando o uso de tubos de aço ou alumínio, e sua análise foi feita utilizando o método dos elementos finitos através do software Nastran, em que foi possível determinar as máximas tensões, máximos deslocamentos e a frequência natural da estrutura. No projeto da carenagem, através da definição das dimensões da estrutura, foi possível determinar a geometria que apresentasse a forma semelhante a uma gota. Foram simulados três modelos através de CFD (Computational Fluid Dynamics) com o software Fluent, em que o principal objetivo é determinar o coeficiente de arrasto e a área frontal, e obteve-se como resultado um C_d igual a 0,151.

ABSTRACT

This report aims the basic design of a fuel economy competition vehicle that could serve as base for a future team from Escola Politécnica da USP that wishes to participate on this competition in Brazil, which origins back to traditional Shell-Eco Marathon, a competition held for decades in Europe. The project was split in three parts: powertrain project, structure and shell. In the first part, it was chosen the engine to be used and was performed a movement resistive forces study. Then, a mathematic model to evaluate the vehicle consumption was developed considering all variable involved, and using simulation a 447 km/l consumption was obtained. With the dimensions defined, like engine location and transmission shafts distance, it was possible to project the shell and structure of the vehicle considering a geometry that cause a low aerodynamic drag, since the frontal area and the drag coefficient (C_d) will affect the consumption. The structure was projected considering the use of steel or aluminum tube, and its analysis was performed using the finit element method with Nastran software, anabling the determination of the maximum stresses, maximum displacements and the structure natural frequency. On the shell project, through the definition of the structure dimensions, it was possible to define the geometry that presents a shape similar to a drop. Three models were simulated using CFD (Computational Fluid Dynamics) with Fluent software, in which the main purpose is to determine the drag coefficient and frontal area, and a result of 0,151 in C_d was obtained.

Sumário

1. Introdução	1
2. Considerações	6
3. Powertrain	7
3.1. Motor	8
3.1.1. Curvas do motor	10
3.1.2. Dimensões do motor	12
3.1.3. Determinação da inércia rotativa do motor	13
3.2. Embreagem	17
3.3. Resistência ao avanço	18
3.3.1. Resistência ao rolamento	19
3.3.2. Arrasto aerodinâmico	24
3.3.3. Resistência causada pelos rolamentos de esfera	27
3.4. Equacionamento do consumo	29
3.4.1. Período de aceleração	29
3.4.2. Período de desaceleração	34
3.4.3. Verificação da máxima força de tração	35
3.4.4. Estimativas	38
3.4.5. Simulação	40
3.4.6. Análise de sensibilidade	50
3.4.7. Determinação da relação de transmissão para o menor consumo	51
3.5. Transmissão	53
3.5.1. Cálculo da transmissão por corrente	53
4. Layout do veículo	57
5. Estrutura	59
5.1. Seleção do Material	60
5.1.1. Equacionamento	60
5.1.2. Cartas de seleção de materiais	62
5.2. Análise Estrutural	65
5.2.1. Dimensões	65
5.2.2. Cargas	65
5.2.3. Modelos de estrutura	66
5.2.4. Fundamentação teórica	68
5.2.5. Simulação da estrutura	69
6. Carenagem	79
6.1. Introdução	79
6.2 Modelos de Carenagens	80
6.3 Parâmetros de simulação	83
6.4 Resultados	84
7. Considerações finais:	93
7.1. Cálculo da autonomia	93
7.2. Verificação do tempo de acoplamento da embreagem	93
8. Conclusões	95
9. Bibliografia	97

Índice de figuras

fig. 1 Equipes no Campo de Provas	2
fig. 2 Espiral de projeto	6
fig. 3 Especificações técnicas	9
fig. 4 Curvas do motor	10
fig. 5 Curva de consumo específico	11
fig. 7 Detalhes da biela e do pistão	13
fig. 8 Esquema do virabrequim	14
fig. 11 Resistência ao avanço	18
fig. 12 Gráfico da resistência ao rolamento	20
fig. 13 Resistência ao rolamento de pneu de bicicleta	21
fig. 14 Arrasto aerodinâmico	25
fig. 15 Resistência ao avanço de um veículo de passeio	25
fig. 16 Resistência ao avanço do veículo do projeto	26
fig. 17 Potência devido a resistência ao avanço	27
fig. 18 Esquema das forças resistivas ao movimento	31
fig. 19 Diagrama de corpo livre	35
fig. 20 Estimativa das distâncias dos eixos	36
fig. 21 Curva do consumo variando com a relação de transmissão	52
fig. 22 Transmissão do veículo	55
fig. 23 Posição do piloto	57
fig. 24 Layout do veículo	58
fig. 25 Carta de seleção de material	63
fig. 26 Layout do veículo	66
fig. 27 Modelos de estruturas	67
fig. 28 Fluxograma	68
fig. 29 Estrutura do veículo	69
fig. 30 Malha da estrutura	70
fig. 31 Detalhe da junção dos tubos	71
fig. 32 Forças aplicadas na estrutura	71
fig. 33 Deslocamentos	72
fig. 34 Tensões na estrutura	73
fig. 35 Deslocamentos sem a carga de 700N	74
fig. 36 Tensões na estrutura sem a carga de 700N	74
fig. 37 Numeração dos tubos	76
fig. 38 Modificações feitas na carenagem 2	84
fig. 39 Coeficiente de arrasto (C_d)	85
fig. 40 Estabilização dos parâmetros	86
fig. 41 Linhas de fluxo no plano XZ	86
fig. 42 Linhas de fluxo no plano XY	87
fig. 43 Vetores de velocidade no plano XZ	87
fig. 44 Vetores de velocidade no plano XY	88
fig. 45 Contorno de intensidade das pressões	88
fig. 46 Fluxo de ar sem vórtices	89
fig. 47 Linhas de fluxo na roda traseira	89
fig. 48 Escoamento na região da roda dianteira	90
fig. 49 Escoamento ao redor do eixo	90

fig. 50 Regiões de fixação da carenagem.....	91
fig. 51 Integração entre os componentes.....	92

Índice de tabelas

Tabela 1 Coeficientes de resistência ao rolamento para bicicletas.....	23
Tabela 2 Inércia das engrenagens.....	39
Tabela 3 Simulação.....	46
Tabela 4 Dados finais da transmissão.....	56
Tabela 5 Propriedades dos materiais	64
Tabela 6 Dimensões de tubos.....	64
Tabela 7 Resultados da simulação.....	75
Tabela 8 Propriedades dos tubos	76
Tabela 9 Flambagem.....	76
Tabela 10 Frequência natural da estrutura	78

1. Introdução

Nos dias atuais, é de grande importância o conhecimento dos fatores que contribuem para o aumento do consumo de combustível num automóvel. Há um grande esforço das montadoras de automóveis em conseguir reduzir o consumo e as taxas de emissão de poluentes atmosféricos.

Com o intuito de conseguir a maior distância percorrida com o menor consumo possível, originava há 50 anos atrás no laboratório da Shell em Illinois a história da Shell-Eco Marathon, a mais famosa competição de autonomia do mundo. A primeira competição foi realizada em 1977 e ao longo dos anos houve significativa melhora no recorde de autonomia, que atualmente é de 10705 milhas por galão. A primeira versão brasileira da competição foi supervisionada pela CBA (Confederação Brasileira de Automobilismo) e ocorreu em julho de 2004. Chamada de Eco-Maratona, a prova foi destinada a estudantes universitários, cujo objetivo é construir veículos ultraleves e aerodinâmicos propulsionados por motor de 4 tempos. A competição foi realizada na pista circular do Campo de Provas da Cruz Alta, da General Motors.

A velocidade não é o principal neste tipo de corrida, mas sim a administração da potência para que o consumo seja o menor possível. Experimentalmente sabe-se que se gasta menos combustível aproveitando ao máximo a inércia do carro desligando o motor e religando-o quando a velocidade cai a um certo ponto, juntamente com pouca resistência ao rolamento e ao arrasto. Na competição alguns carros são equipados com um módulo eletrônico para comandar essa operação sem a interferência do piloto, este tendo que apresentar baixo peso por volta dos 50kg. O ciclo liga-desliga típico é de 25-45 km/h.

A medição de consumo na competição realizada no campo de provas consistiu em estabelecer o volume gasto em quatro voltas (aproximadamente 16km) por meio de pesagem de precisão do líquido no tanque antes e depois da prova. A equipe vencedora conseguiu a marca de 151 km/l.

Na Shell Eco-Marathon, a prova é disputada em quatro classes: Gasolina, Diesel, GLP e Hidrogênio enquanto que no Brasil decidiu-se utilizar somente gasolina. A gasolina utilizada na prova era especial, com 101 octanas RON

preparada com 15% de oxigenados, consistindo de MTBE (éter metil-terciário butílico) e álcool etílico o que levou a um consumo maior do que esperado.

A figura 1 mostra os carros e as equipes que disputaram a prova em 2004 no Campo de Provas da Cruz Alta:



fig. 1 Equipes no Campo de Provas

Este trabalho tem como objetivo projetar um veículo para competição de autonomia que possa servir de base para futuras equipes da Escola Politécnica da USP que queiram participar da competição. Será feito um estudo das forças de resistência ao avanço total, como a resistência aerodinâmica e a resistência ao rolamento, projetado o trem de força, a estrutura e a carcaça do veículo visando a perfeita integração entre os componentes, reduzindo a distância entre eixos a fim de minimizar o peso do veículo. O projeto da estrutura deverá envolver a seleção de materiais com o intuito de diminuir o peso da estrutura, mas levando em consideração os custos envolvidos para que seja viável a construção pelos alunos. O projeto deverá seguir rigorosamente o regulamento técnico de 2005 apresentado pela CBA como é mostrado a seguir:

CONFEDERAÇÃO BRASILEIRA DE AUTOMOBILISMO
CONSELHO TÉCNICO DESPORTIVO NACIONAL
ECO MARATONA 2005
REGULAMENTO TÉCNICO E DESPORTIVO
REGULAMENTO TÉCNICO

Dimensões dos protótipos:

Art. 01 - As dimensões mínimas do protótipo são as seguintes:

Largura = 0,5 metro

Distância entre eixos = 1,0 metro

Art. 02 - A largura máxima do protótipo não poderá exceder a 1,10 metros.

Motorização:

Art. 03 - Na motorização, só serão permitidos motores com ciclo Otto, preparados para utilizar gasolina comercial, cedidos pela organização.

Art. 04 - A preparação do motor e seu deslocamento volumétrico são livres, sendo obrigatória uma tubulação de exaustão para fora do veículo.

Art. 05 - O motor de partida não deve ter torque suficiente para provocar o deslocamento do protótipo.

Transmissão:

Art. 06 - É totalmente livre.

Freios:

Art. 07 - Os freios devem ser duplos, com sistema de atuação independente.

Direção:

Art. 08 - O sistema de direção deve permitir que o protótipo tenha um diâmetro de giro mínimo de dez metros.

Carroceria:

Art. 09 - É obrigatório à instalação de uma parede antifogo que sele totalmente o habitáculo do compartimento do motor.

Art. 10 - É obrigatório um arco de proteção atrás da cabeça do piloto que suporte uma força de 70 quilos aplicado na vertical, de cima para baixo.

Art. 11 - O pára-brisa (se houver) deve permitir um ângulo de noventa graus de visibilidade para cada lado. O piloto deverá ser capaz de abrir e fechar o pára-brisa sem ajuda externa.

Art. 12 - É obrigatório o uso de dois espelhos retrovisores.

Art. 13 - Não é permitido nenhuma superfície aerodinâmica móvel.

Art. 14 - Nos veículos em que as rodas forem embutidas na carroceria é obrigatório uma proteção que impeça qualquer contato do piloto com a roda.

Chassi:

Art. 15 - O material e o tipo de construção são livres e não devem conter arestas agudas ou pontas aparentes internamente, evitando possíveis ferimentos ao piloto em eventual acidente.

Art. 16 - Só serão admitidos protótipos de três ou quatro rodas, sendo que todas devem ficar em contato permanente com o solo.

Instalação Elétrica:

Art. 17 - Todas as conexões, fios e outros equipamentos devem ser criteriosamente fixados e protegidos para evitar acidentes elétricos.

Art. 18 - É obrigatório que o piloto possa dar a partida no motor sem ajuda externa e por meio próprio - acionamento elétrico ou mecânico.

Art. 19 - É obrigatório o uso de duas chaves gerais, sendo uma interna e outra externa, identificadas visualmente.

Art. 20 - As equipes deverão estar preparadas para uma vistoria técnica antes da realização da prova em pista.

REGULAMENTO DESPORTIVO

Art. 01 - Só serão admitidos pilotos e membros da equipe pertencentes à Universidade ou Escola de nível superior que inscreveu o protótipo.

Art. 02 - Cada equipe responsável por um protótipo poderá ter até sete membros inscritos atuantes.

Art. 03 - A idade mínima de todos os participantes é de 18 (dezoito) anos, seja piloto ou membro da equipe.

Art. 04 - Cada equipe deverá designar um professor responsável.

Art. 05 - A equipe poderá ter um piloto reserva, desde que já esteja inscrito como membro da equipe participante.

Art. 06 - É obrigatório o uso de capacete de segurança homologado.

Art. 07 - Durante a prova, em caso de quebra e paralisação do protótipo na pista, somente dois elementos da equipe poderão se dirigir em auxílio ao piloto, sendo obrigatória a solicitação de autorização prévia da organização.

Art. 08 - É proibido a utilização de outros veículos, durante a prova, dentro da pista por qualquer equipe participante.

Art. 09 - Não será permitido o consumo e também a divulgação de marca de bebidas alcoólicas por nenhuma das equipes participantes.

Art. 10 - Membro da equipe que venham a ter um comportamento inadequado, ou atitudes anti-desportivas, poderá provocar a desclassificação da equipe participante.

Art. 11 - Reclamações e protestos só serão aceitos por escrito, com fundamentação no presente regulamento e de acordo com as determinações do CDA/CBA.

Art. 12 - As equipes deverão, obrigatoriamente, ceder espaços nas carrocerias dos protótipos para permitir a sua identificação oficial na competição e também para os patrocinadores da organização.

2. Considerações

O projeto está dividido em partes definidas como o projeto do trem de força, da estrutura, da carcaça e um estudo final com desenhos de conjunto para que fique clara a integração entre os componentes do veículo. Todos os projetos têm uma característica básica, eles não se desenvolvem linearmente. Como o desenvolvimento do projeto é interativo, pois cada item depende de outros para que o sistema como um todo funcione perfeitamente, será abordada a técnica da espiral de projeto.

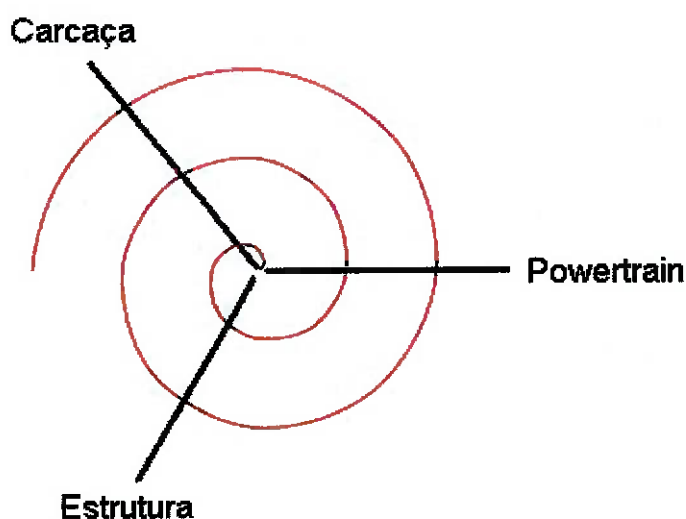


fig. 2 Espiral de projeto

O desenvolvimento do projeto ficará restrito à fase do Projeto Básico, ficando a cargo das equipes que participarem da competição continuarem a fase de Planejamento de execução e a parte de controle do motor.

A utilização do veículo tem influência determinante no projeto e deve ser levado em conta no decorrer do mesmo. O projeto deve considerar as seguintes características relativas à forma de utilização do veículo:

- Facilidade de manutenção;
- Confiabilidade adequada;
- Segurança de operação;
- Aparência estética.

3. Powertrain

O powertrain ou trem de força é o conjunto responsável pela transmissão da potência do motor até o solo através das rodas do veículo, que basicamente é composto pelo motor, transmissão, diferencial e eixos. Neste trabalho, este sistema será simples, pois não haverá diferencial e a tração será feita por apenas uma roda, devido à geometria da carcaça que deverá ter a forma que provoque o menor arrasto, ou seja, que tenha o formato de uma gota.

Para o projeto, devem-se conhecer as forças contrárias ao movimento do veículo, portanto será feito um estudo destas forças resistivas como a resistência ao rolamento, resistência ao arrasto e das inércias rotativas do sistema que reduzem significativamente o torque quando o veículo está sendo acelerado. Uma estratégia de competição adotada por muitas equipes e que os melhores carros utilizam é a de acelerar o veículo até uma certa velocidade e desligar o motor aproveitando assim a inércia do veículo, e quando a velocidade cair até certo ponto o motor é posto em funcionamento repetindo-se o ciclo. Para o equacionamento do consumo do veículo nestas condições deve-se levar em consideração as inércias rotativas do sistema.

O projeto do trem de força será dividido nas seguintes etapas:

- Motor
- Embreagem
- Forças resistivas
- Simulação
- Transmissão

3.1. Motor

Por se tratar de uma competição de autonomia, o motor é um componente que deve ser bem estudado, obtendo as curvas de torque, potência e consumo do mesmo bem como informações da inércia rotativa dos componentes.

O motor utilizado será o fornecido pela CBA (Confederação Brasileira de Automobilismo), já que a confederação empresta o Honda GX-160 sem custos para as faculdades participantes. Apenas como caráter comparativo, serão obtidas informações de outros motores de menor cilindrada, a fim de ser possível analisar outras opções. Após pesquisa, foram obtidos os seguintes dados:

- Honda GX-22

Torque: 1,1 Nm

Potência: 1 HP

Consumo Específico: 340 g/kWh

Peso: 3,3 kg

- Honda GX-100

Torque: 5,8 Nm

Potência: 3 HP

Consumo Específico: 327 g/kWh

Peso: 10,5 kg

- Honda GX-160

Torque: 11 Nm

Potência: 5,5 HP

Consumo Específico: 310 g/kWh

Peso: 15 kg

Verifica-se que apesar do motor GX-160 possuir maior potencia e torque, seu consumo é o menor entre eles, sendo a única desvantagem em comparação com os demais seu peso de 15 kg.

As características do motor são as seguintes:

Specifications

Model	GX 160 K1
<i>Engine type</i>	Air cooled 4 stroke OHV petrol engine, 25° inclined cylinder, horizontal shaft
<i>Bore x stroke</i>	68 x 45 mm
<i>Displacement</i>	163 cm ³
<i>Compression ratio</i>	8.5 : 1
<i>Max. power output</i>	4.0 kW (5.5 HP) / 3 600 rpm
<i>Maximum torque</i>	10.8 Nm / 1.1 kgm / 2 500 rpm
<i>Ignition system</i>	Transistorised
<i>Starting system</i>	Recoil (electric start optional)
<i>Fuel tank capacity</i>	3.6 l
<i>Specific fuel cons.</i>	313 g/kW.hr - 230 g/HP.hr
<i>Engine oil capacity</i>	0.6 l
<i>Dimensions (L x W x H)</i>	312 x 362 x 335 mm
<i>Dry weight</i>	15 kg

fig. 3 Especificações técnicas

3.1.1. Curvas do motor

A figura 4 mostra as curvas de torque e potência do motor GX-160 e a faixa recomendada de operação que deve ser entre 2000 a 3600 rpm.

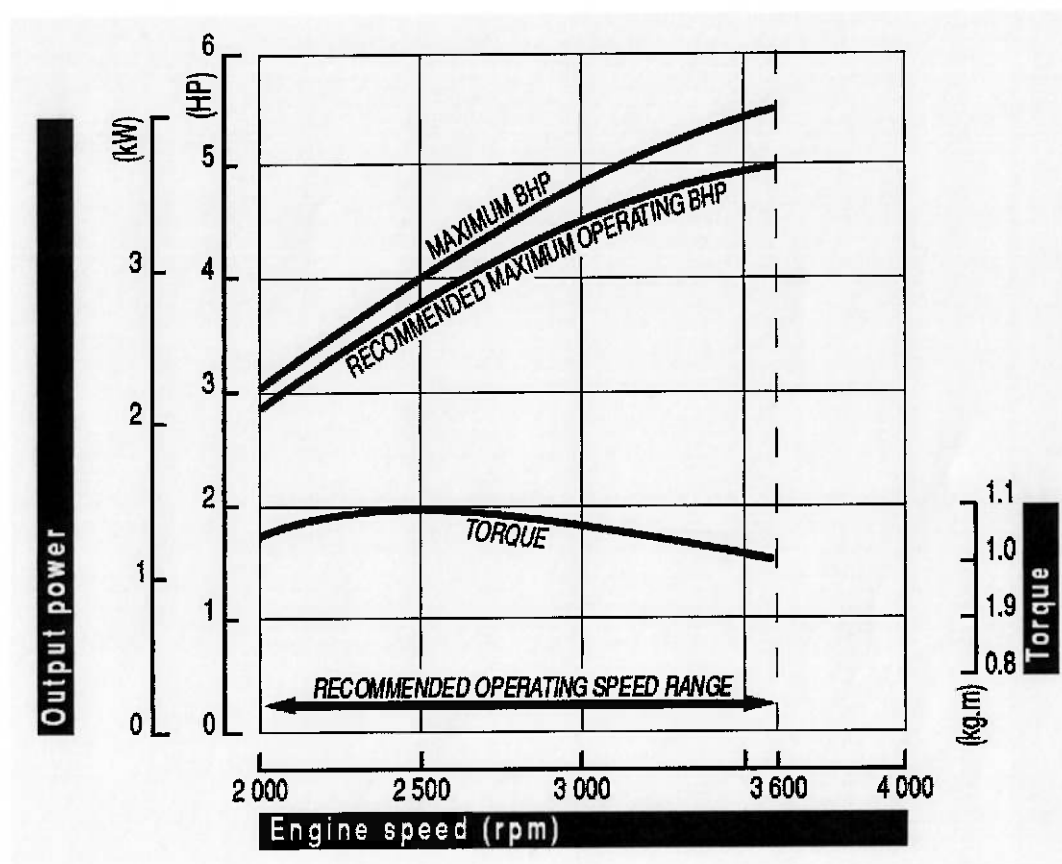


fig. 4 Curvas do motor

A figura 5 mostra a curva de consumo específico do motor. Esta curva foi estimada a partir de outros modelos similares da Honda, pois o fabricante não forneceu estes dados para o GX-160. Como o motor irá operar num ciclo de liga e desliga, o consumo na partida do motor é elevado, fato que foi levado em consideração na obtenção da curva. Portanto no gráfico nota-se um consumo alto na faixa dos 2000 rpm.

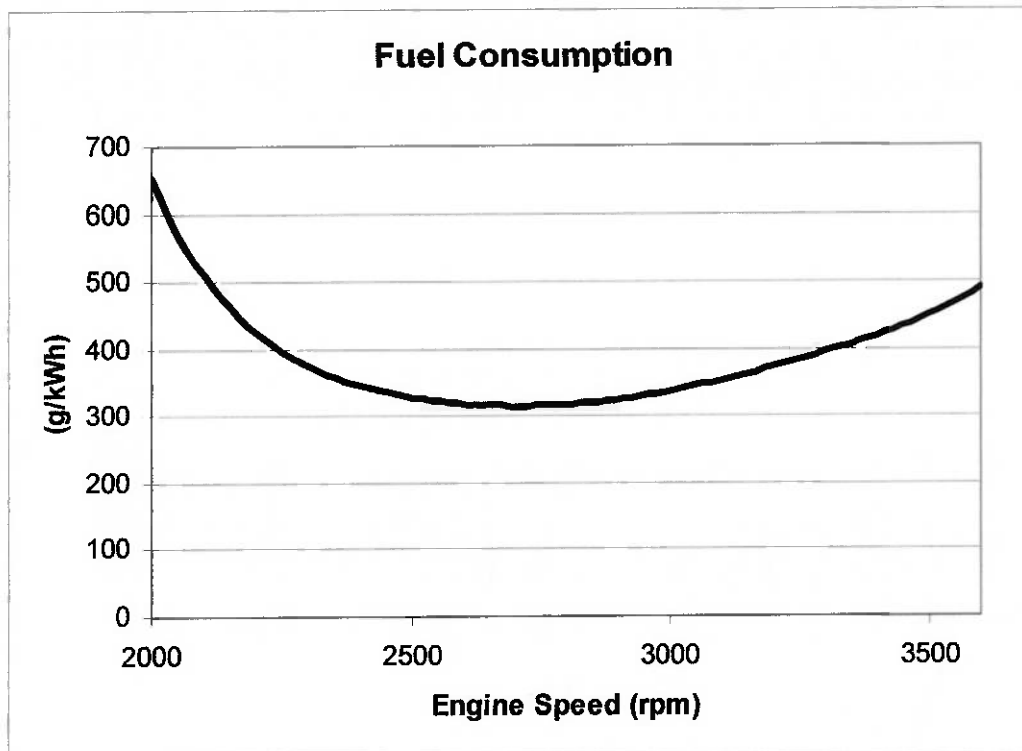


fig. 5 Curva de consumo específico

3.1.2. Dimensões do motor

A figura 6 detalha as dimensões do motor que serão necessárias para a definição do layout preliminar do veículo.

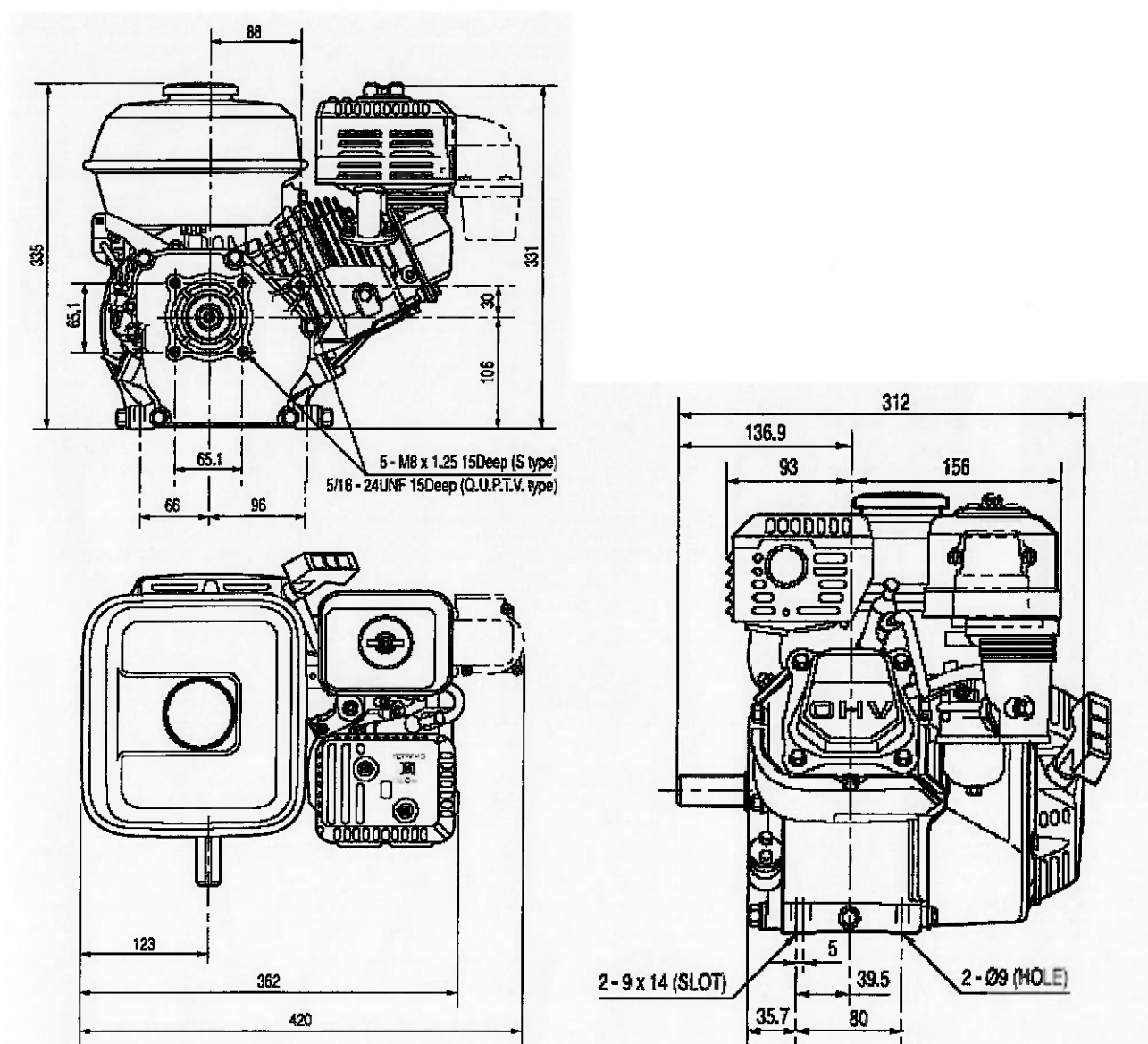


fig. 6 Desenhos do motor

3.1.3. Determinação da inércia rotativa do motor

Como mencionado anteriormente, é de grande importância o conhecimento da inércia rotativa do motor quando o veículo está em movimento acelerado. A Honda não fornece a inércia rotativa de nenhum de seus motores, portanto será feito um cálculo aproximado para estimar a inércia utilizando como referência o equacionamento do livro “High-Speed Combustion Engines”. As dimensões serão estimadas a partir dos desenhos obtidos, como mostra a figura 7:

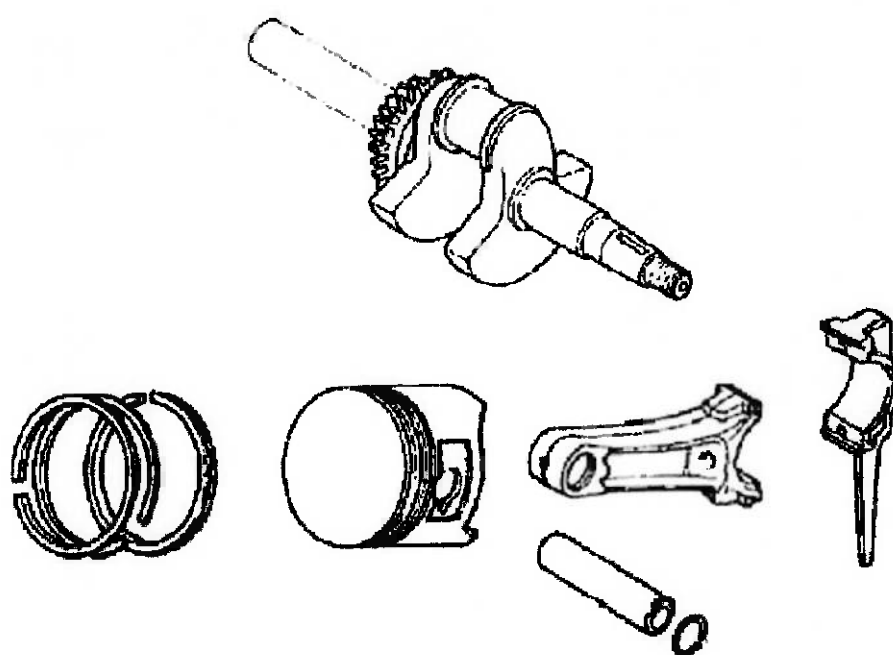


fig. 7 Detalhes da biela e do pistão

▪ Pistão

Dimensões:

Diâmetro externo: 68 mm

Comprimento: 41 mm

Tem-se como referência do livro “High-Speed Combustion Engines” que um pistão com diâmetro externo de 85mm junto com os anéis e pinos de aço pesa 1,31 kg. Portanto estima-se a massa do pistão:

$$W_p = 1,05 \text{ kg}$$

▪ Bielas

Material -aço: 7860 kg/m³

Dimensões:

Secção transversal: 16 x 17 mm

Comprimento: 100 mm

Massa da Biela:

$$W_c = 7860 \cdot (16 \cdot 10^{-3} \cdot 17 \cdot 10^{-3}) \cdot (100 \cdot 10^{-3}) \Rightarrow W_c = 0,214 \text{ kg} \quad (3.1)$$

▪ Eixo de Manivelas

Material -aço: 7860 kg/m³

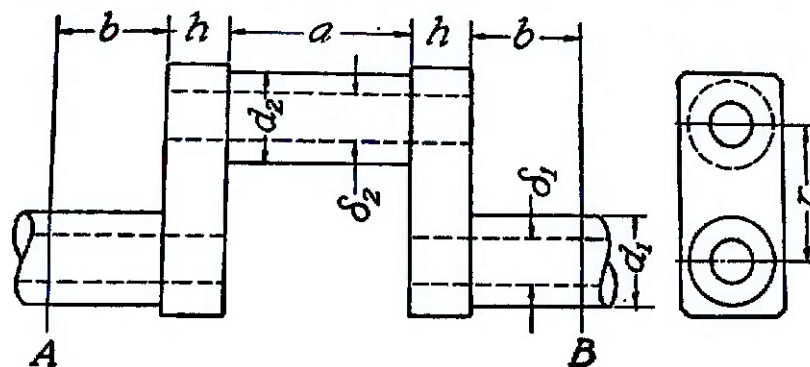


fig. 8 Esquema do virabrequim

Dimensões aproximadas:

$$b = 91 \text{ mm}$$

$$h = 13 \text{ mm}$$

$$a = 27 \text{ mm}$$

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

$$d_2 = 34 \text{ mm}$$

$$r = 27,2 \text{ mm}$$

$$w = 16 \text{ mm}$$

$$k = 17 \text{ mm}$$

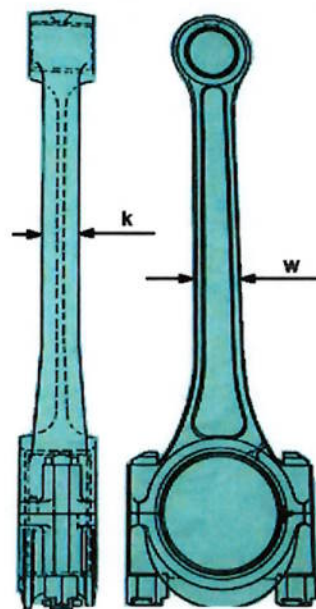


fig. 9 Biela

- Cálculo do momento de inércia rotacional dos componentes do motor

▪ Momento de Inércia do pistão

$$I_r = 0,508 \cdot W_r \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (3.2)$$

$$I_r = 0,508 \cdot 1,05 \cdot (27,2 \cdot 10^{-3})^2 \Rightarrow I_r = 3,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

▪ Momento de Inércia da Biela

$$I_c = W_c \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (3.3)$$

$$I_c = 0,214 \cdot (27,2 \cdot 10^{-3})^2 \Rightarrow I_c = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

▪ Momento de Inércia do Eixo Excêntrico da Biela

Material -aço: 7860 kg/m³

$$J_p = \frac{\pi}{32} \cdot a \cdot [(d_2^4) + 8 \cdot r^2 \cdot (d_2^2)] \quad [m^5] \quad (3.4)$$

$$J_p = \frac{7860 \cdot \pi}{32} \cdot a \cdot [(d_2^4) + 8 \cdot r^2 \cdot (d_2^2)] \quad [kg \cdot m^2]$$

$$J_p = \frac{7860 \cdot \pi}{32} \cdot (27 \cdot 10^{-3}) \cdot [(1,33 \cdot 10^{-6}) + 8 \cdot (27,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (1,15 \cdot 10^{-3})]$$

$$J_p = 1,69 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

▪ Momento de Inércia do Braço de Manivela

Material -aço: 7860 kg/m³

$$J_a = \frac{w \cdot k}{12} \cdot (w^2 + k^2 + 3 \cdot r^2) \quad [m^4]$$

$$J_a = \frac{7860}{12} \cdot 2 \cdot h \cdot w \cdot k \cdot (w^2 + k^2 + 3 \cdot r^2) \quad [kg \cdot m^2] \quad (3.5)$$

$$J_a = 1310 \cdot h \cdot w \cdot k \cdot (w^2 + k^2 + 3 \cdot r^2) \quad [kg \cdot m^2]$$

$$J_a = 1310 \cdot (13 \cdot 10^{-3}) \cdot (16 \cdot 10^{-3}) \cdot (17 \cdot 10^{-3}) \cdot \left[(16 \cdot 10^{-3})^2 + (17 \cdot 10^{-3})^2 + 3 \cdot (27,2 \cdot 10^{-3})^2 \right]$$

$$J_a = 1,28 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

▪ Momento de Inércia do Eixo “Principal”

Material -aço: 7860 kg/m³.

$$J_j = 7860 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (d_1^4) \cdot 2 \cdot b = 491,25 \cdot \pi \cdot b \cdot (d_1^4) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3.6)$$

$$J_j = 491,25 \cdot \pi \cdot (91 \cdot 10^{-3}) \cdot (1,6 \cdot 10^{-7}) \Rightarrow J_j = 2,26 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Momento de Inércia Total

$$J_u = I_r + I_c + J_p + 2 \cdot J_a + J_j \quad (3.7)$$

$$J_u = (3,9 \cdot 10^{-4}) + (1,6 \cdot 10^{-4}) + (1,69 \cdot 10^{-4}) + 2 \cdot (1,28 \cdot 10^{-5}) + (2,26 \cdot 10^{-5})$$

$$\boxed{J_u = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

3.2. Embreagem

A embreagem tem como função acoplar e desacoplar o motor da transmissão, e desta forma permite que o torque seja transferido ou não para a entrada da transmissão, possibilitando assim, iniciar o movimento do veículo de forma suave quando o mesmo estiver parado e permitir a passagem das marchas no câmbio de forma precisa, suave e eficiente.

O princípio de funcionamento da embreagem é através do atrito, em que as principais diferenças entre os modelos disponíveis no mercado estão no tipo de acionamento que podem ser:

- Direto
- Assistido: - eletromagnético
 - pneumático
 - hidráulico
- Automático: -centrífuga

No projeto será utilizada a embreagem centrífuga, pois ela é leve, fácil de se encontrar no mercado, de fácil instalação, não necessita o acionamento pelo motorista. O seu funcionamento permite que em baixas rotações o motor esteja desacoplado e com o aumento da rotação, a um determinado rpm, ocorre o acoplamento e assim o torque é transmitido. Quanto maior a rotação, maior é a capacidade de transmissão do torque já que este é transmitido pelo atrito dos apoios. A rotação de acoplamento pode ser alterada modificando a rigidez da mola interna. Será utilizada a seguinte embreagem:

Fabricante: Comet clutch

Modelo: 350 Series

Tipo: Centrífuga

Diâmetro: 3-1/2"

Potência : 6 HP

Rotação de acoplamento: 2000 rpm



fig. 10 Embreagem centrífuga

3.3. Resistência ao avanço

A resistência ao avanço (Road Loads) é o conjunto de forças que atuam contra o movimento do veículo. Basicamente é composta pela força de arrasto aerodinâmico (“drag”), a força de resistência ao rolamento e força de rampa devido a inclinações de pista. O esquema a seguir ilustra tais forças num veículo de passeio:



fig. 11 Resistência ao avanço

Onde:

G: Baricentro

W_r : Força de rampa

Da : Força de arrasto

R_{xr} e R_{xf} : Força de resistência ao rolamento

No projeto do veículo para competição de autonomia, como a prova é feita em pistas sem inclinações, a força de rampa será desconsiderada da análise. Portanto nesta seção serão estudados os efeitos do arrasto aerodinâmico e da resistência ao rolamento com o intuito de minimizar tais forças.

3.3.1. Resistência ao rolamento

É a força de resistência ao movimento no nível do solo devido a resistência de rolamento dos pneus. A baixa velocidade no concreto, a resistência ao rolamento é a principal força resistiva, pois a resistência aerodinâmica se torna igual a de rolamento apenas a velocidades ao redor de 100 km/h. Existem pelo menos sete mecanismos responsáveis pela resistência ao rolamento:

- Perda de energia pela deflexão das paredes do pneu.
- Perda de energia pela deflexão da banda de rodagem.
- Fricção na região de contato.
- Escorregamento do pneu na direção longitudinal e lateral.
- Deflexão da superfície da pista.
- Arrasto do ar dentro do pneu.
- Perda de energia em buracos.

A literatura nos fornece que a resistência total ao rolamento é a soma das resistências de todas as rodas:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot W \text{ Onde:} \quad (3.8)$$

R_{xf} = Resistência ao rolamento das rodas dianteiras

R_{xr} = Resistência ao rolamento das rodas traseiras

f_r = Coeficiente de resistência ao rolamento

W = Peso do veículo.

Os fatores que afetam a resistência ao rolamento são:

- Temperatura dos pneus.
- Pressão / Carga nos pneus.
- Velocidade.
- Material e desenho.

Segundo o livro “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, a baixa velocidade o coeficiente de resistência ao rolamento (f_r) de um veículo aumenta linearmente com a velocidade. Deste modo tem-se que:

$$f_r = 0,01 \cdot \left(1 + \frac{V}{160,9} \right) \text{ onde:} \quad (3.9)$$

V = Velocidade em km/h

Inicialmente alguns dados como peso, área frontal e coeficiente de arrasto aerodinâmico serão estimados. O peso do veículo com o piloto será por volta de 90kg, com esse dado pode-se estimar a força de resistência ao rolamento R_x :

$$R_x = 0,01 \cdot \left(1 + \frac{V}{160,9} \right) \cdot 90 \cdot 9,8$$

Desta forma obtém-se o gráfico da figura 12:

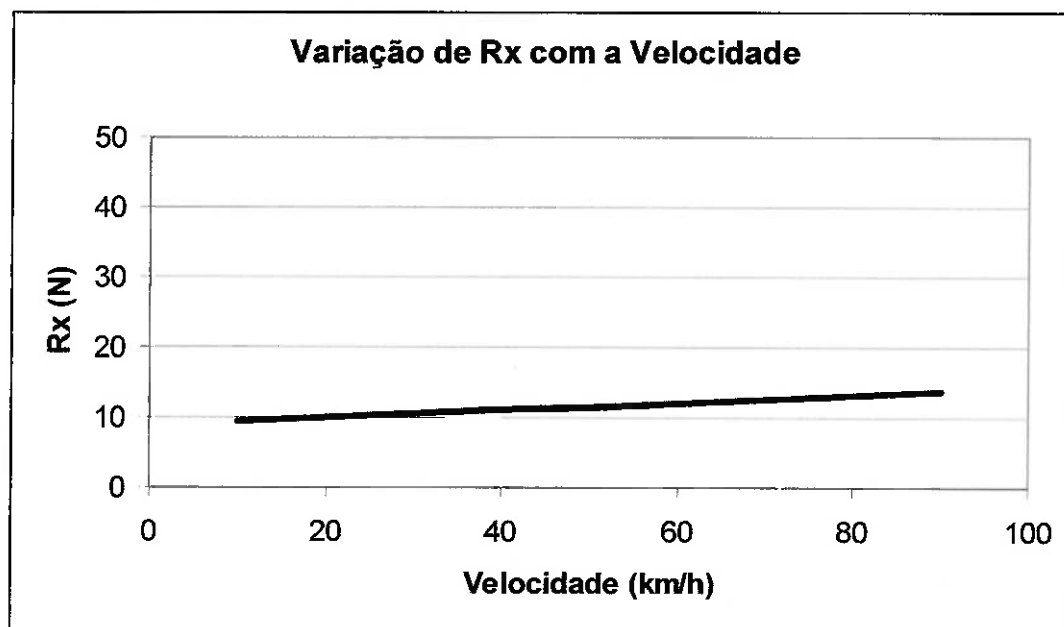


fig. 12 Gráfico da resistência ao rolamento

Observando o gráfico nota-se que a variação com a velocidade é pequena, ficando a força R_x ao redor de 12 Newtons. Para minimizar a resistência ao rolamento a pressão deve ser máxima nos pneus, condição que é válida para o concreto, pois em areia o efeito é contrário. O aumento da temperatura dos pneus no decorrer do percurso colabora na redução da resistência.

Como o modelo descrito acima foi formulado para automóveis, deve-se verificar se o mesmo é adequado quando é utilizado rodas e pneus de bicicleta, já que num carro a roda é feita de aço e possui uma rigidez elevada, já a roda da bicicleta possui o aro fixo com diversas barras, o que diminui a rigidez e aumenta a resistência ao rolamento, pois haverá deformação do aro. Para isto foram feitas diversas pesquisas e verificou-se que a resistência ao rolamento varia de acordo com o gráfico da figura 13:

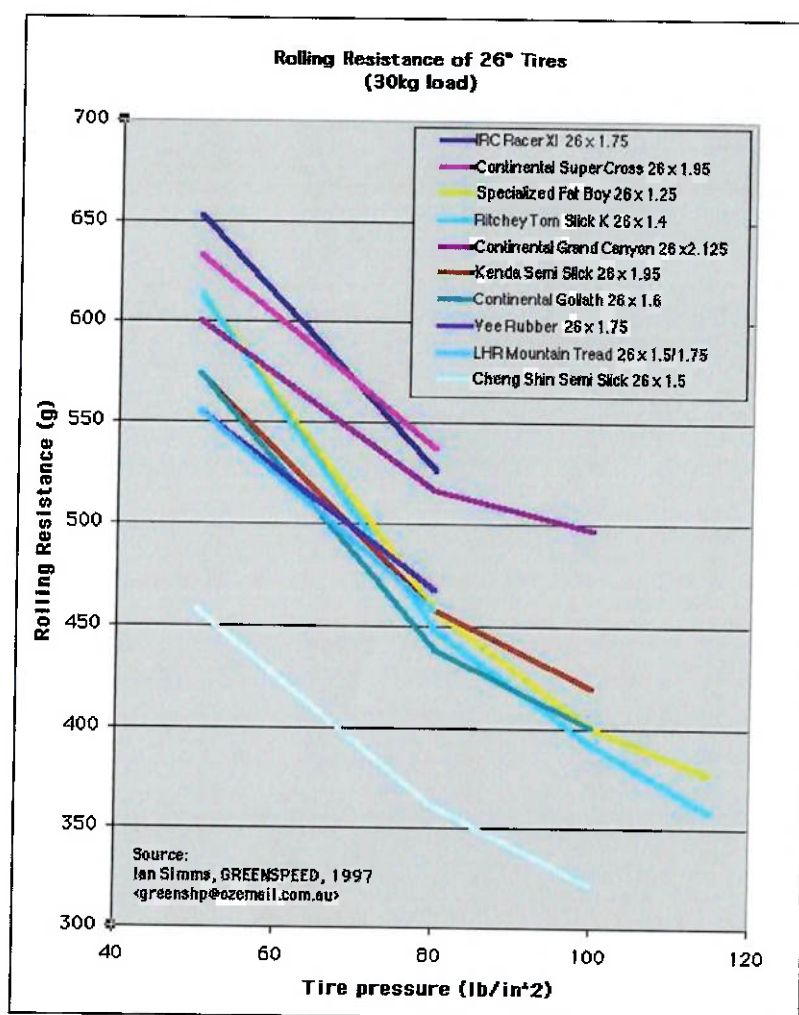


fig. 13 Resistência ao rolamento de pneu de bicicleta

Observando o gráfico da figura 13, tem-se uma força de resistência ao rolamento de 400g para uma pressão de 100 lb/in² para uma carga de 30kg. Utilizando a fórmula 3.9 da resistência ao rolamento com os dados acima se pode obter uma estimativa da ordem de grandeza do coeficiente de rolamento f_r . Desta forma:

$$R_x = f_r \cdot W$$

$$0,4 \cdot 9,8 = f_r \cdot 30 \cdot 9,8$$

$$f_r = 0,013$$

Comparando o resultado com a fórmula do livro do Gillespie adotando uma velocidade de 50 km/h tem-se que:

$$f_r = 0,01 \cdot \left(1 + \frac{50}{160,9} \right)$$

$$f_r = 0,013$$

Portanto verifica-se que o modelo adotado inicialmente é válido para o estudo em questão. Através de pesquisa feita na Internet foi possível obter a tabela 1 que mostra os coeficientes de resistência ao rolamento típicos de diversos tipos de pneus de bicicleta:

Tabela 1 Coeficientes de resistência ao rolamento para bicicletas

ROLLING RESISTANCE OF TYRES - TEST DATA				© John Lafford						Jan 2001
GENERALLY AVAILABLE RECURRENT SIZE TYRES		Test Pressure psi	Rolling Res.coef Crrtest	Rolling Resistance Power Absorbed						Time lost to best tyre at 25mph over 10 miles Seconds
TYRE NAME	Size			Unfaired Weight = 185 lbs (84kg)			Faired Weight = 200 lbs (91kg)			
				Prr (20mph) (32kph) Watts	Prr (25mph) (40kph) Watts	Prr (30mph) (48kph) Watts	Prr (30mph) (48kph) Watts	Prr (40mph) (64kph) Watts	Prr (50mph) (80kph) Watts	
Butyl inner tubes unless stated										
IRC Road Lite (new)	20" x 1 1/8"	100	0.0090	68	82	99	107	143	178	92
IRC Road Lite (new)	20" x 1 1/8"	115	0.0089	85	82	90	108	141	176	90
Conti Top Touring (new)	37-408	70	0.0092	89	84	101	110	148	183	96
Conti Top Touring (new)	37-408	80	0.0079	59	73	87	94	128	157	71
IRC Road Lite (old)	20" x 1 1/8"	100	0.0089	50	63	75	81	108	136	48
IRC Road Lite (old)	20" x 1 1/8"	115	0.0084	47	59	71	77	102	128	41
Michelin	28-440	70	0.0078	57	71	88	93	123	154	89
Michelin	28-440	80	0.0071	52	65	78	84	112	141	54
Tioga Comp Ramp (new)	20 x 1 7/8	85	0.0080	58	73	88	95	127	158	72
Tioga Comp Ramp (new)	20 x 1 7/8	100	0.0079	58	73	87	95	128	158	71
Hutchinson HP 25	25-451	115	0.0080	59	74	88	95	127	158	73
Hutchinson HP 25	25-451	90	0.0098	66	81	98	108	141	176	89
Hutchinson HP 25	25-451	100	0.0088	63	79	95	103	137	171	84
Conti Top Touring (new)	37-408	70	0.0090	88	83	98	108	143	179	93
Conti Top Touring (new)	37-408	80	0.0081	80	74	90	97	129	161	74
Conti Top Touring (new)	37-408	100	0.0080	59	74	88	96	128	180	73
Conti Top Touring (new)	37-408	115	0.0084	82	77	93	100	133	187	80
Michelin (450 x 28A)	28-380	100	0.0085	48	60	72	78	104	130	43
Michelin (450 x 28A)	28-380	115	0.0084	47	58	71	77	102	128	42
Conti Grand Prix (new)	28-408	100	0.0072	53	67	80	88	115	144	57
Conti Grand Prix (new)	28-408	120	0.0067	49	61	74	80	108	133	47
Conti Grand Prix (new)	28-408	140	0.0066	48	61	73	79	105	132	45
Vee Rubber (new)	20 x 2 1/25	40	0.0114	84	105	126	136	181	226	139
Vee Rubber (new)	20 x 2 1/25	80	0.0105	77	98	118	125	187	208	122
Vee Rubber (new)	20 x 2 1/25	80	0.0097	72	89	107	118	155	193	107
Primo 18 x 1 3/8 (new)	37-349	100	0.0078	57	72	86	93	124	155	69
Primo 18 x 1 3/8 (new)	37-349	110	0.0071	52	65	78	85	113	141	55
Primo 18 x 1 3/8 (new)	37-349	120	0.0070	52	65	78	84	112	140	54
Tioga Comp Pool (new)	20 x 1.75	90	0.0074	54	68	81	88	117	146	60
Tioga Comp Pool (new)	20 x 1.75	100	0.0071	52	65	78	84	113	141	54
Tioga Comp Pool (new)	20 x 1.75	110	0.0068	51	63	76	82	110	137	51
Tioga Comp Pool (new)	20 x 1.75	120	0.0065	48	60	72	78	103	129	43
Kenda w. tread ground off	18 x 1.75	80	0.0088	50	63	76	82	109	136	50
Kenda w. tread ground off	18 x 1.75	80	0.0084	47	59	70	78	101	127	41
Kenda w. tread ground off	18 x 1.75	100	0.0086	48	60	72	79	104	130	44
Michelin Hike StomphD	650 x 20c	100	0.0082	46	57	68	74	98	123	36
Michelin Hike StomphD	650 x 20c	110	0.0058	43	53	64	69	92	115	28
Michelin Hike StomphD	650 x 20c	120	0.0055	40	50	60	65	87	109	22
Hutchinson HP 25	800A x 24"	100	0.0070	52	65	77	84	112	140	53
Hutchinson HP 25	800A x 24"	120	0.0068	50	63	76	82	109	138	50
Hutchinson HP 25	800A x 24"	140	0.0068	50	63	75	81	109	138	50
Primo V Monster (new)	20 x 1.75	65	0.0074	55	68	82	89	118	148	61
Primo V Monster (new)	20 x 1.75	80	0.0078	57	72	86	93	124	155	68
Michelin	800 x 28A	80	0.0075	56	69	83	89	119	149	62
Michelin	800 x 28A	100	0.0072	53	66	79	86	115	143	57
Primo w. ground off tread	37-349	85	0.0068	49	61	73	79	106	132	48
Primo w. ground off tread	37-349	100	0.0063	47	59	70	76	101	126	40
Primo w. ground off tread	37-349	110	0.0064	47	59	70	76	102	127	41
Primo w. ground off tread	37-349	120	0.0060	44	55	66	71	95	119	33
Primo w. ground off tread	37-349	140	0.0060	44	55	66	71	95	119	33
Moulton Wolber line tread (new)	17 x 1 1/8	70	0.0082	68	85	102	110	147	184	97
Moulton Wolber line tread (new)	17 x 1 1/8	100	0.0084	62	78	93	101	134	168	81
Moulton Wolber line tread (new)	17 x 1 1/8	120	0.0079	58	73	87	94	128	157	71
Primo w. ground off tread, & latex tube	37-349	100	0.0069	49	61	73	79	106	132	48
Primo w. ground off tread, & latex tube	37-349	120	0.0061	45	58	67	73	97	121	35
Primo w. ground off tread, & latex tube	37-349	140	0.0059	42	53	64	69	92	115	28
Vredestein Monte Carlo (new)	37-408	90	0.0088	51	63	76	82	108	137	50
Vredestein Monte Carlo (new)	37-408	100	0.0087	48	62	74	80	107	134	47
Vredestein Monte Carlo (new)	37-408	120	0.0084	47	58	70	78	101	128	40
Hutchinson	800 x 28A	100	0.0059	43	54	65	70	94	117	31
Hutchinson	800 x 28A	120	0.0052	38	48	58	62	83	104	18
Conti Grand Prix w. latex tube	28-408	100	0.0077	57	71	85	92	123	153	67
Conti Grand Prix w. latex tube	28-408	125	0.0088	51	64	77	83	110	138	52
Conti Grand Prix w. latex tube	28-408	140	0.0087	49	61	74	80	108	133	47
Schwalbe Spezial City Jet (used)	32-408	100	0.0085	46	60	72	79	104	130	44
Schwalbe Spezial City Jet (used)	32-408	120	0.0083	46	58	70	75	100	128	38
Nokian City Runner (new)	40-408	72	0.0093	81	76	91	99	131	164	78
Nokian City Runner (new)	40-408	100	0.0078	58	72	86	93	124	156	69
Nokian City Runner (new)	40-408	120	0.0071	52	65	78	85	113	141	55
Nokian Mount & City (new)	47-408	50	0.0093	81	76	91	99	132	165	79
Nokian Mount & City (new)	47-408	80	0.0072	53	66	78	88	114	143	57
Nokian Mount & City (new)	47-408	100	0.0068	50	63	75	81	109	136	49
Nokian Mount & City (new)	47-408	120	0.0063	47	59	70	78	101	126	40
Nokian Mount & Ground (used)	47-408	45	0.0104	76	95	114	124	165	208	119
Nokian Mount & Ground (used)	47-408	80	0.0100	73	92	110	119	159	198	112
Nokian Mount & Ground (used)	47-408	100	0.0088	66	82	99	107	142	178	81
Schwalbe City Jet (new)	32-408	100	0.0087	84	80	96	104	139	174	87
Schwalbe City Jet (new)	32-408	120	0.0082	80	78	91	98	131	163	77
Schwalbe Marathon (new)	32-408	100	0.0087	72	89	107	116	155	193	107
Schwalbe Marathon (new)	32-408	115	0.0101	75	83	112	121	161	201	114
Schwalbe Marathon (new)	32-408	130	0.0100	73	82	110	119	159	198	112
Vredestein Monte Carlo (used)	37-408	90	0.0077	57	71	85	92	123	154	67
Vredestein Monte Carlo (used)	37-408	100	0.0069	51	64	78	82	110	139	51
Vredestein Monte Carlo (used)	37-408	120	0.0088	50	63	75	81	108	136	50
Nokian Mount & City (new)	47-365	50	0.0135	100	124	149	161	215	288	182
Nokian Mount & City (new)	47-365	80	0.0103	76	95	114	123	164	205	118

3.3.2. Arrasto aerodinâmico

A força de arrasto aerodinâmico atuante num veículo provém de duas fontes, da pressão de arrasto e do atrito viscoso. Esta força interage com o veículo causando o arrasto (“drag”), empuxo (“lift”) e forças laterais que conseqüentemente irá alterar o consumo de combustível e a dirigibilidade.

Devido ao fato do escoamento de ar no veículo ou em qualquer outro objeto ser complexo, existem modelos semi-empiricos que representam o efeito. O arrasto aerodinâmico pode ser calculado pela expressão 3.10:

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \quad (3.10)$$

Onde:

D_A = Arrasto aerodinâmico

ρ = Densidade do ar

V = Velocidade

A = Área frontal

A densidade do ar varia dependendo da temperatura, pressão e condições de umidade. Em condições normais (15°C e 101,325 kPa) a densidade do ar é igual a 1,225 kg/m³. Para outras condições de pressão e temperatura pode-se utilizar a fórmula 3.11:

$$\rho = 1,225 \cdot \left(\frac{Pr}{101,325} \right) \cdot \left(\frac{288,16}{273,16 + Tr} \right) \quad (3.11)$$

Onde:

Pr = pressão atmosférica em kPa

Tr = temperatura do ar em °C

Para a análise das forças resistivas serão estimados os seguintes dados:

$A = 0,60 \text{ m}^2$; $C_d = 0,18$

Considerando $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ e utilizando os dados estimados obtém-se o gráfico da figura 14:

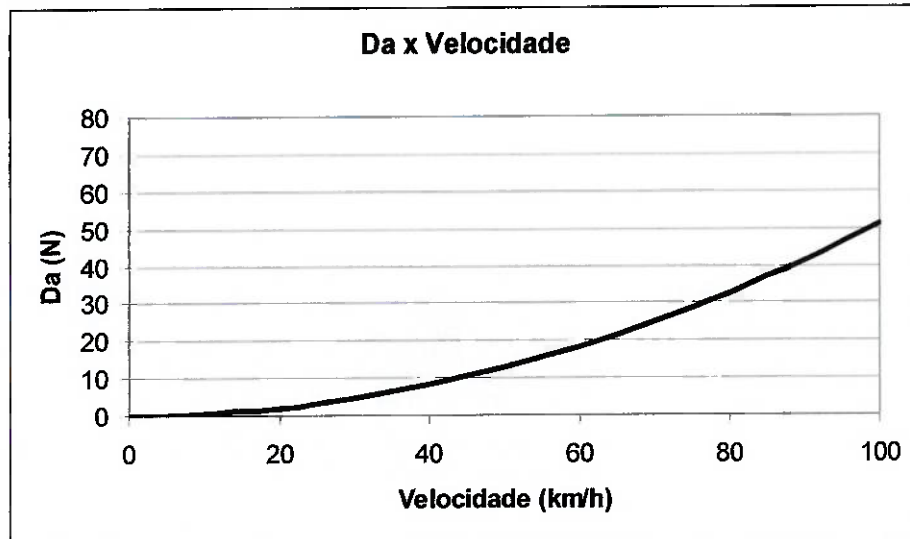


fig. 14 Arrasto aerodinâmico

Como o arrasto aerodinâmico varia com o quadrado da velocidade como se pode notar no gráfico, para o projeto do veículo as velocidades deverão ser baixas, em torno de 50 km/h, a fim de se evitar gastos de energia. Com as duas simulações anteriores pode-se construir o gráfico da resistência ao avanço do veículo do projeto, obtendo-se a ordem de grandeza das forças envolvidas. Somando-se a força de arrasto com a de rolamento para cada velocidade obtém-se o gráfico da resistência ao avanço. A figura 15 mostra um gráfico típico de um veículo de passeio:

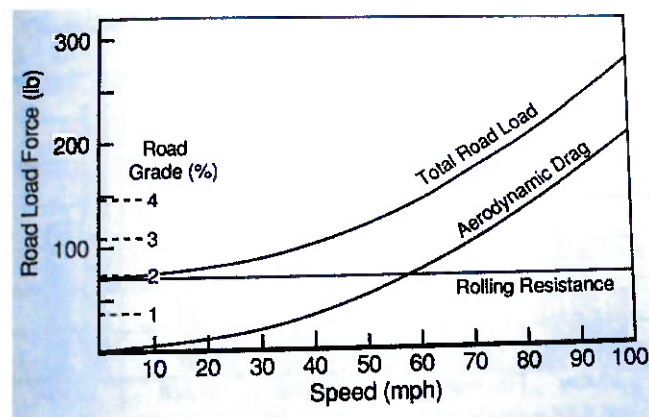


fig. 15 Resistência ao avanço de um veículo de passeio

Juntando a força de resistência ao rolamento e ao arrasto tem-se a força de resistência ao avanço total do veículo:

$$F_r = f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \quad (3.12)$$

A figura 16 mostra o gráfico da resistência ao avanço total do veículo do projeto.

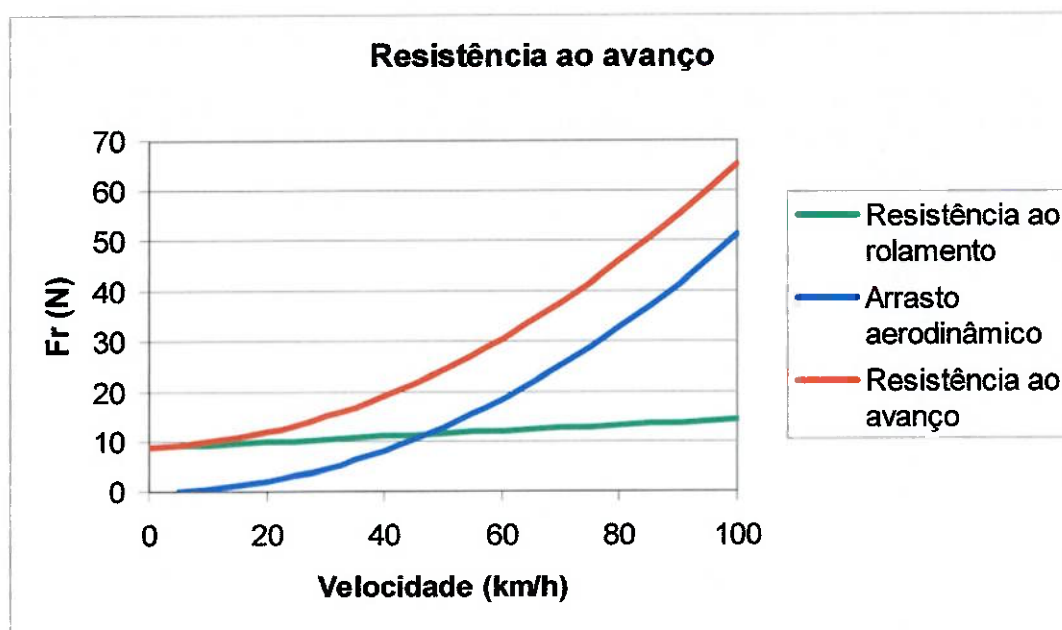


fig. 16 Resistência ao avanço do veículo do projeto

Com os valores obtidos das simulações pode-se estimar a potência gasta para vencer a resistência ao avanço total através da fórmula 3.13:

$$Pot = Fr \cdot V \text{ onde:} \quad (3.13)$$

Fr = Força de resistência ao avanço;

V = Velocidade do veículo.

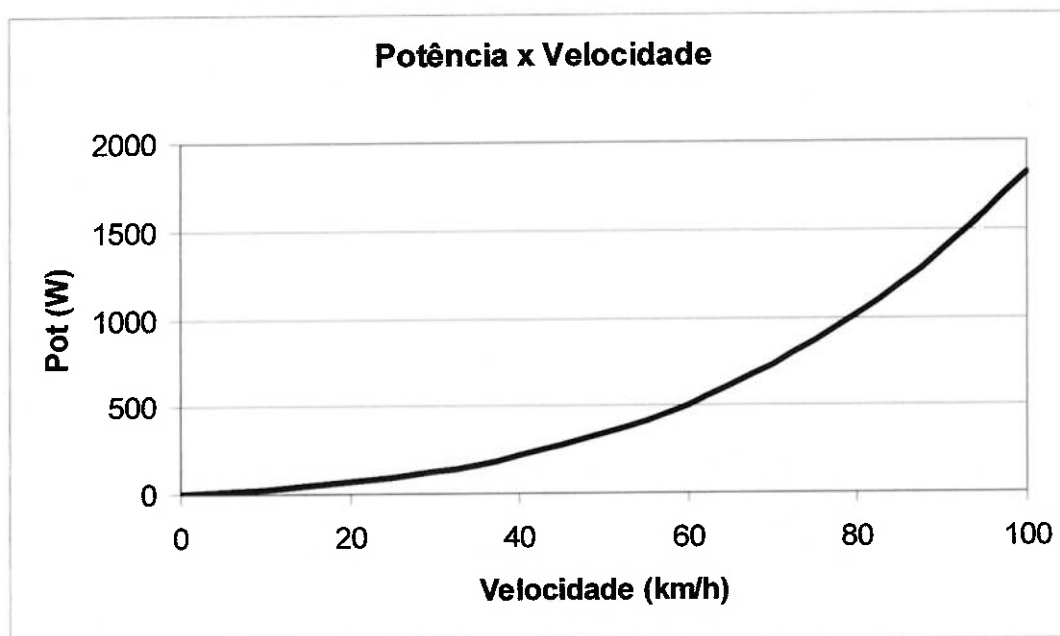


fig. 17 Potência devido a resistência ao avanço

Portanto através do gráfico nota-se que para trafegar a 40km/h, cerca de 200W (0,25 CV) são gastos devido a forças resistivas ao movimento. Verifica-se que o motor GX-160 tem força suficiente para acelerar o veículo, pois seu motor possui 4kW de potência máxima.

3.3.3. Resistência causada pelos rolamentos de esfera

Como o veículo irá utilizar rolamentos de esfera, estes provocam um momento de atrito resistivo no eixo. Segundo o catálogo da SKF, este momento pode ser equacionado do seguinte modo:

$$M_R = \mu_r \cdot W_r \cdot \frac{d}{2} \text{ onde:} \quad (3.14)$$

M_R = Momento de atrito

μ_r = Coeficiente de atrito do rolamento

W_r = Carga aplicada sobre o rolamento na roda traseira (W_f para dianteira)

d = Diâmetro do furo do rolamento

Este momento poderá ser representado como uma força contrária ao movimento atuando nas rodas do veículo, e desta forma pode-se definir que:

$$F_{rolam} = \mu_r \cdot W_r \cdot \frac{d}{2 \cdot r_r} + \mu_r \cdot W_f \cdot \frac{d}{2 \cdot r_f} \text{ onde:} \quad (3.15)$$

F_{rolam} = Força contrária ao movimento devido ao atrito no rolamento

r_r = Raio da roda traseira

r_f = Raio da roda dianteira

Segundo o catálogo do fabricante para rolamentos rígidos de esferas tem-se que $\mu_r = 0,0015$.

3.4. Equacionamento do consumo

Experimentalmente sabe-se que o consumo de combustível é menor quando se aproveita ao máximo a inércia do carro desligando o motor quando o mesmo atinge certa velocidade. Devido à inércia do veículo, este pode percorrer um longo percurso com consumo zero de combustível, sendo o movimento decelerado apenas pelas forças resistivas ao movimento. Quando a velocidade cai a um certo ponto torna-se a ligar o motor e acelerá-lo até a velocidade projetada, sendo que esse período de aceleração deve ser curto para que o motor fique menos tempo em funcionamento e conseqüentemente reduzindo-se o consumo. Para obter o consumo do veículo operando nesta condição cíclica, devem-se conhecer as forças que regem o movimento. Para estimar a aceleração do veículo necessita-se modelar o sistema mecânico pelo qual a potência do motor é transmitida ao solo. A seguir será feita a análise deste sistema para um veículo de passeio e por fim, serão feitas simplificações para que o modelo se adeque ao caso do veículo em questão.

3.4.1. Período de aceleração

O torque do motor, que é medido em regime permanente num dinamômetro sofre alterações quando o veículo está acelerando. O torque entregue na saída do motor é reduzido pela quantidade requerida para acelerar a inércia dos componentes rotativos e pode ser determinado pela fórmula 3.17:

$$T_c = T_e - I_e \cdot \alpha_e \quad \text{onde:} \quad (3.17)$$

T_c = Torque na entrada da transmissão

T_e = Torque do motor numa dada velocidade (medido no dinamômetro)

I_e = Inércia rotacional do motor

α_e = Aceleração rotacional do motor

O torque na saída da transmissão é amplificado pela relação de transmissão, mas é reduzido devido a inércia rotativa das engrenagens e eixos. Se a inércia da

transmissão é calculada pelo lado da entrada, o torque de saída pode ser descrito como:

$$Td = (Tc - It \cdot \alpha_e) \cdot Nt \text{ onde:} \quad (3.18)$$

Td = Torque de saída da transmissão

Nt = Relação de transmissão

It = Inércia rotacional da transmissão

O torque entregue aos eixos para acelerar as rodas e fornecer a força de tração ao solo é amplificado pela relação de transmissão final sendo reduzido também pelo mesmo efeito da inércia rotativa dos componentes que se encontram após a transmissão. A expressão do torque para acelerar as rodas é:

$$Ta = Ft \cdot r_r + Iw \cdot \alpha_w = (Td - Id \cdot \alpha_d) \cdot Nf \text{ onde:} \quad (3.19)$$

Ta = Torque no eixo

Ft = Força de tração no solo

rr = Raio dos pneus traseiros

Iw = Inércia rotacional das rodas e semi-eixos

α_w = Aceleração rotacional das rodas

Id = Inércia rotacional do eixo de transmissão

α_d = Aceleração rotacional do eixo de transmissão

Nf = Relação de redução final

A aceleração rotacional do motor, transmissão e eixos está relacionada com a da roda pelas relações de transmissão, como se verifica a seguir:

$$\alpha_d = Nf \cdot \alpha_w \quad (3.20)$$

$$\alpha_e = Nt \cdot \alpha_d = Nt \cdot Nf \cdot \alpha_w \quad (3.21)$$

As equações acima podem ser combinadas para determinar a força de tração disponível no solo. Lembrando que a aceleração ax é igual a aceleração rotacional da

roda vezes o raio da roda e que existem ineficiências devida a perdas mecânicas nos componentes em questão que reduzem a potência disponível. Para representar esses efeitos inclui-se um fator que está relacionado com a eficiência de cada elemento sendo esta eficiência variável com o nível de torque e velocidade, deste modo tem-se que:

$$F_t = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r_r} - \left\{ (I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w \right\} \cdot \frac{a_x}{r_r^2} \text{ onde:} \quad (3.22)$$

$$N_{tf} = N_t \times N_f$$

η_{tf} = Eficiência combinada da transmissão e acionamento final

Portanto a fórmula acima representa a força de tração no solo para acelerar o veículo. Para determinar a aceleração do veículo, deve-se fazer um balanço de forças já que existem as resistências ao avanço como descrito anteriormente. Estas forças de resistência ao avanço reduzem a capacidade do veículo acelerar e desta forma serão levadas em conta no cálculo. Deste modo tem-se que:

$$F_x = M \cdot a_x \text{ onde:} \quad (3.23)$$

F_x = Força resultante

a_x = Aceleração longitudinal do veículo

M = Massa do veículo

Para ilustrar as forças envolvidas e determinar a força resultante será utilizada a figura 18:

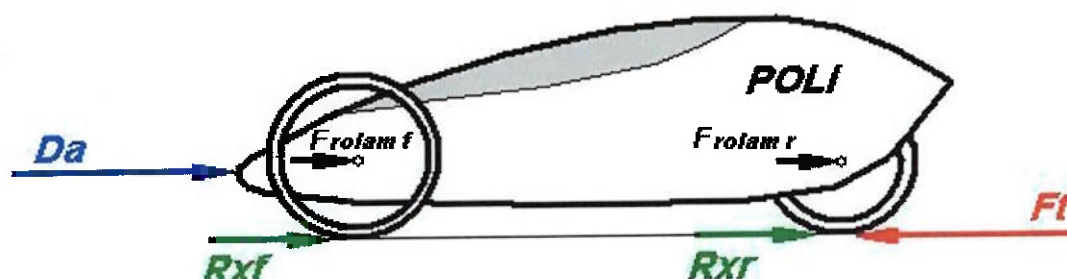


fig. 18 Esquema das forças resistivas ao movimento

Fazendo-se um balanço de forças na direção longitudinal, tem-se que:

$$F_x = F_t - D_a - R_x - F_{rolam} \quad (3.24)$$

$$M \cdot a_x = \frac{Te \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r_r} - \left\{ (I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w \right\} \cdot \frac{a_x}{r_r^2} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A - f_r \cdot W - \\ - \mu_r \cdot W_r \cdot \frac{d}{2 \cdot r_r} - \mu_r \cdot W_f \cdot \frac{d}{2 \cdot r_f}$$

Isolando-se a aceleração obtém-se:

$$a_x = \left\{ M + \frac{(I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w}{r_r^2} \right\}^{-1} \cdot \left\{ \frac{Te \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r_r} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A - f_r \cdot W - \right. \\ \left. - \mu_r \cdot W_r \cdot \frac{d}{2 \cdot r_r} - \mu_r \cdot W_f \cdot \frac{d}{2 \cdot r_f} \right\} \quad (3.25)$$

A expressão 3.25 será utilizada para o cálculo do consumo do veículo quando o mesmo estiver em movimento acelerado. Deve-se notar que enquanto o veículo está acelerando, como há um aumento da velocidade e desta forma o aumento da rotação do motor, pelas curvas do mesmo verifica-se que o torque e o consumo específico se alteram instantaneamente. Inicialmente, como o veículo irá acelerar a partir de uma velocidade V_0 ao redor de 25 km/h, conhece-se a rotação do motor, o torque e o consumo específico para dada rotação e desta forma é possível calcular a aceleração no instante $t = 0s$. Conhecendo a aceleração pode-se determinar a velocidade do veículo pela fórmula 3.26:

$$V_f = V_0 + a_x \cdot t \text{ onde:} \quad (3.26)$$

V_f = Velocidade após o instante t

V_0 = Velocidade inicial

Assumindo-se um intervalo de tempo muito pequeno e durante este intervalo a aceleração constante, determina-se a velocidade V_f ao final do instante t , e sabendo-se o diâmetro da roda e a relação de transmissão pode-se determinar a nova rotação do motor e conseqüentemente o torque e consumo específico. Portanto tem-se que:

$$W_w = \frac{V_f}{r_r} \text{ onde:} \quad (3.27)$$

W_w = velocidade angular da roda em rad/s

$$n_f = 60 \cdot \frac{W_w}{2\pi} \cdot Ntf, \text{ onde:}$$

n_f = rotação do motor em rpm após o instante t

Ntf = relação de transmissão

Portanto:

$$n_f = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{V_f}{r_r} \cdot Ntf \quad (3.28)$$

Com esta nova rotação é possível determinar a aceleração no instante seguinte e assim por diante, fechando-se um ciclo. Desta forma, está se tentando obter a aceleração a cada instante, já que há a alteração desta com a variação da rotação do motor. Deve-se notar que como este modelo impõe aceleração constante durante um curto intervalo de tempo, o que não condiz com a realidade, um pequeno erro é adicionado a etapa seguinte. Se o intervalo de tempo for grande demais, estará sendo imposto que a aceleração é constante durante este intervalo e o erro será aumentado. Para reduzir esse efeito será feita uma análise com um intervalo de tempo pequeno, da ordem de 0,05 segundos, e será feita uma análise de sensibilidade para verificar a variação dos dados com a variação do tempo. Se não houver muita variação significa que o modelo está adequado.

A distância percorrida pelo veículo será determinada pela fórmula 3.29:

$$S_f = S_0 + V_0 \cdot t + \frac{a_x}{2} \cdot t^2 \text{ onde:} \quad (3.29)$$

S_f = Distância percorrida pelo veículo ao final do instante t

S_0 = Distância inicial

A previsão do consumo em km/l será determinada pela fórmula 3.30:

$$km/l = \frac{V_f \cdot \rho_c}{C_e \cdot Pot} \text{ onde:} \quad (3.30)$$

ρ_c = Densidade do combustível em kg/l

C_e = Consumo específico

Pot = Potência do motor

Com os diversos consumos obtidos será feita uma média entre estes e assim será determinado o consumo em km/l durante o período de aceleração.

3.4.2. Período de desaceleração

Quando o veículo alcançar a velocidade desejada, que será obtida logo a seguir, o motor será desligado e o consumo durante a desaceleração será nulo. A força de inércia fará com que o veículo percorra uma distância até que sua velocidade decresça no valor inferior do ciclo liga-desliga. As forças que fazem o veículo diminuir sua velocidade são as forças de resistência ao avanço descritas no item 3.3.

Portanto, sabendo-se que a resultante da força no veículo é igual às forças de resistência ao avanço e considerando que as inércias rotacionais ajudam a favor do movimento, pois estas inércias também devem ser desaceleradas, tem-se que:

$$(M + Mr) \cdot a_x' = -(F_{rolam} + Fr) \quad (3.31)$$

onde:

Fr = forças de resistência ao avanço

F_{rolam} = força devido ao atrito dos rolamentos

$(M+Mr)$ = massa equivalente

a_x' = Desaceleração do veículo.

$$a_x' = - \left(M + \frac{\{ (I_t) \cdot N t f^2 + I_w \}}{r_r^2} \right)^{-1} \cdot \left(\mu_r \cdot W r \cdot \frac{d}{2 \cdot r_r} + \mu_r \cdot W f \cdot \frac{d}{2 \cdot r_f} + f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \right) \quad (3.32)$$

O procedimento de simulação é idêntico ao descrito no item anterior, em que utilizando um pequeno intervalo de tempo é possível determinar a velocidade e

espaço percorrido através da desaceleração obtida. Com a velocidade do instante anterior pode-se calcular a nova desaceleração, pois a resistência ao rolamento e o arrasto aerodinâmico irão se alterar.

3.4.3. Verificação da máxima força de tração

Para definir a relação de transmissão do motor e deste modo o torque no eixo da roda, deve-se conhecer o limite de tração suportado pelo pneu de bicicleta em contato com o asfalto. Para isto deve-se conhecer o coeficiente de atrito entre o par, e deste modo, o valor encontrado após uma pesquisa foi $\mu=0,82$. Deve-se conhecer também a reação normal na roda de tração, que será a traseira. Utilizando um diagrama de corpo livre do veículo pode-se estimar a reação normal na roda traseira considerando o peso do veículo ao redor de 90kg.

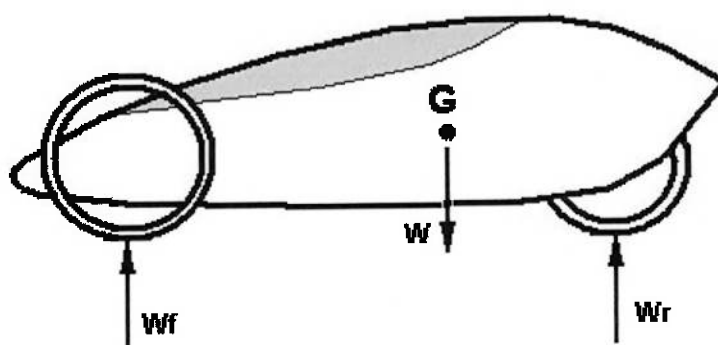


fig. 19 Diagrama de corpo livre

Será necessário estimar as distâncias do centro de massa, entre eixos e distribuição do peso, desta forma tem-se a figura 20:

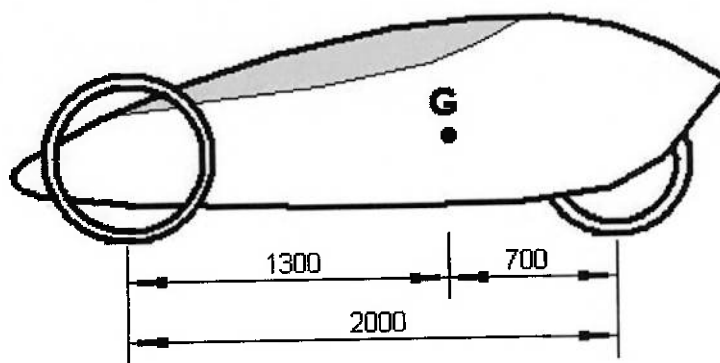


fig. 20 Estimativa das distâncias dos eixos

$$W_f = 309N$$

$$W_r = 573N$$

Sabe-se que:

$$Ft = W_r \cdot \mu = 573 \cdot 0,82$$

$$Ft = 470N$$

Portanto a máxima força de tração é estimada em 470N. Utilizando a curva do motor obtém-se que o máximo torque é 10,8 Nm, e sabendo-se que a dimensão padrão para aros de bicicleta são 20", 24" e 26" e que a altura do pneu é da ordem de 20mm, pode-se determinar a máxima relação de transmissão para cada aro:

$$Ntf = \frac{Tw}{Te} \quad (3.33), \text{ onde } Tw \text{ é o torque na roda.}$$

$$Ntf = \frac{Ft \cdot r}{Te} = \frac{470 \cdot r}{10,8} = 43,52 \cdot r$$

Para cada aro determina-se a máxima relação de transmissão:

$$\text{Aro } 20": Ntf = 43,52 \cdot 0,274 = 11,92$$

$$\text{Aro } 24": Ntf = 43,52 \cdot 0,325 = 14,13$$

$$\text{Aro } 26": Ntf = 43,52 \cdot 0,34 = 14,8$$

Portanto a relação de transmissão deve ser inferior aos valores determinados acima. Para reduzir a inércia rotacional do sistema será utilizada rodas aro 20" na traseira pois deste modo as engrenagens da transmissão também serão menores.

Deve-se notar que a resistência ao rolamento também varia com o diâmetro da roda, em que segundo o livro do Gillespi:

$$f_r = C \cdot \frac{W}{D} \cdot \sqrt{\frac{ht}{w}} \text{ onde:} \quad (3.34)$$

C = Constante característica do material do pneu

W = Peso na roda

D = Diâmetro externo do pneu

ht = Altura da seção do pneu

w = Largura do pneu

Desta forma, verifica-se através da fórmula que para um diâmetro maior do pneu, menor é a resistência ao rolamento, e assim serão utilizadas rodas aro 26" na dianteira.

3.4.4. Estimativas

Para ser possível executar a simulação, alguns dados devem ser estimados. Para isto foram feitas pesquisas em livros e na Internet e os seguintes valores foram obtidos:

- Rodas: Deve-se conhecer o peso da roda para o cálculo da inércia rotativa e o diâmetro ideal para a determinação da força de tração. Será utilizada rodas de bicicleta no veículo e as dimensões usuais são:

Aro 20": Massa 0,7kg

Aro 24": Massa 0,9kg

Aro 26": Massa 1kg

- Pneu: Deve-se conhecer o peso do pneu e dimensões para o cálculo da inércia rotativa e a determinação da força de tração.

Aro 20": Massa 380g

Aro 24": Massa 460g

Aro 26": Massa 500g

Coeficiente de atrito considerando o pneu de bicicleta em contato com asfalto seco:

$\mu = 0,82$ (fonte: http://www.aafla.org/SportsLibrary/Outing/Volume_02/outII02/outII021.pdf)

- Inércias rotativas:

-Motor: $J_u = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

-Embreagem centrífuga: Para estimar a inércia rotativa deste componente, este será considerado como um disco rígido de aço.

Material -aço: 7860 kg/m³

Diâmetro: 89mm

Largura: 20mm

Massa: 0,9kg

$$J_{e.c.} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,9 \cdot 0,0445^2 = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.35)$$

-Roda e pneu:

Aro 20": Massa pneu e roda = 1,08 kg

Aro 26": Massa pneu e roda = 1,5 kg

$$I_w = m \cdot r^2 = 1,08 \cdot 0,254^2 = 0,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_w = m \cdot r^2 = 1,5 \cdot 0,35^2 = 0,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

-Transmissão: A transmissão será dimensionada mais a frente, no entanto será feita uma aproximação utilizando transmissão por corrente, para ser possível estimar a inércia rotativa para algumas relações de transmissão, pois estas serão utilizadas na simulação para determinar qual é a relação mais adequada para o menor consumo. Será utilizado o catálogo do fabricante DAIDO que possui um gráfico de seleção a partir da rotação e potência do motor.

A inércia equivalente da transmissão deve ser considerada do lado da entrada do sistema ou lado do motor, desta forma:

$$I_t = I_1 + I_2 \cdot \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \quad \text{onde:} \quad (3.36)$$

I_1 = Momento de inércia pinhão

I_2 = Momento de inércia da engrenagem maior

Com a fórmula acima é possível calcular a inércia equivalente para diversas relações de transmissão, e considerando a espessura da engrenagem 4,3mm obtém-se a tabela 2:

Tabela 2 Inércia das engrenagens

Nt	esp. (mm)	D1 (mm)	D2 (mm)	I1 (kgm ²)	I2 (kgm ²)	It (kgm ²)
2	0,0043	70	140	7,9668E-05	0,001275	0,0004
3	0,0043	70	210	7,9668E-05	0,006453	0,0008
4	0,0043	70	280	7,9668E-05	0,020395	0,0014
5	0,0043	70	350	7,9668E-05	0,049792	0,0021
6	0,0043	70	420	7,9668E-05	0,10325	0,0029
7	0,0043	70	490	7,9668E-05	0,191282	0,0040

3.4.5. Simulação

Nesta seção, serão feitas diversas simulações variando-se a relação de transmissão a fim de encontrar o valor de N_{tf} em que o consumo é mínimo e definir a média de consumo do veículo. Inicialmente será feita o calculo manual de um instante para exemplificar o método descrito anteriormente.

Serão adotados os seguintes valores:

$M = 90\text{kg}$ (massa do veículo + piloto)

$I_e = J_u + J_{e.c.} = 7,7 \cdot 10^{-4} + 8,9 \cdot 10^{-4} = 1,66 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (inércia rotacional do motor)

I_t = será utilizado valores de acordo com a relação de transmissão N_{tf}

$N_{tf} = 2, 3, 4 \dots 11$ (relação de transmissão)

$I_d = 0$ (inicialmente) (inércia do eixo de transmissão)

$N_f = 1$ (relação de redução final)

$I_w = 0,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (inércia rotacional das rodas)

$r_r = 0,274 \text{ m}$ (raio do pneu traseiro)

$r_f = 0,35 \text{ m}$ (raio do pneu dianteiro)

T_e = torque do motor variando com a rotação

$\eta_t = 0,98$ (eficiência da transmissão)

$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ (densidade do ar)

$C_d = 0,18$ (coeficiente de arrasto aerodinâmico)

$A = 0,60 \text{ m}^2$ (área frontal do veículo)

f_r = varia em função da velocidade (coeficiente de resistência ao rolamento)

$W = 882\text{N}$ (peso do veículo)

$W_r = 573\text{N}$ (peso no eixo traseiro)

$W_f = 309\text{N}$ (peso no eixo dianteiro)

$\mu_r = 0,0015$ (coeficiente de atrito do rolamento)

$d = 0,02 \text{ m}$ estimado (diâmetro do furo do rolamento)

V = velocidade do veículo

A velocidade do veículo de início e fim da simulação está restrito a faixa de operação do motor, pois observando o gráfico das curvas do motor (fig. 4), verifica-se que esta faixa varia de 2000rpm a 3600rpm. Portanto para estas velocidades será feito o seguinte procedimento:

$$V_i = \frac{2\pi \cdot n_{in} \cdot r_r}{60 \cdot N_{tf}} \text{ onde:} \quad (3.37)$$

V_i = Velocidade de início do ciclo

$$n_{in} = 2000\text{rpm}$$

$$V_{fim} = \frac{2\pi \cdot n_{fim} \cdot r_r}{60 \cdot N_{tf}} \text{ onde:} \quad (3.38)$$

V_{fim} = Velocidade final do ciclo

$$n_{fim} = 3600\text{rpm}$$

▪ Exemplo para $N_{tf} = 6$

-Cálculo da velocidade inicial e final:

$$V_i = \frac{2\pi \cdot 2000 \cdot 0,274}{60 \cdot 6} = 9,56\text{m/s} = 34,43\text{km/h}$$

$$V_{fim} = \frac{2\pi \cdot 3600 \cdot 0,274}{60 \cdot 6} = 17,22\text{m/s} = 62\text{km/h}$$

Portanto o ciclo liga-desliga será de 34km/h a 62km/h com uma relação de transmissão igual a 6.

-Cálculo da aceleração: Como o veículo está a 34km/h, o motor está a 2000 rpm e desta forma pode-se determinar T_e a partir da curva de torque, e f_r a partir da fórmula descrita anteriormente. Tem-se a aceleração no instante inicial é:

$$a_x = \left\{ 90 + \frac{(1,66 \cdot 10^{-3} + 0,0029) \cdot 6^2 + 0,25}{0,274^2} \right\}^{-1} \cdot \left\{ \frac{10,29 \cdot 6 \cdot 0,98}{0,274} - \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 9,56^2 \cdot 0,18 \cdot 0,6 - \right. \\ \left. - 0,012 \cdot 882 - 0,0015 \cdot 573 \cdot \frac{0,02}{2 \cdot 0,274} - 0,0015 \cdot 309 \cdot \frac{0,02}{2 \cdot 0,35} \right\}$$

$$a_x = 2,137 m/s^2 \text{ no instante } t = 0s$$

Considerando esta aceleração constante num pequeno intervalo de tempo de $t = 0,05s$ pode-se determinar a velocidade e o espaço percorrido ao fim do instante t . Utilizando a velocidade $V_0 = 9,56m/s$ do instante anterior e $S_0 = 0m$ tem-se que:

$$V_f = V_0 + a_x \cdot t = 9,56 + 2,137 \cdot 0,05 = 9,67 m/s$$

$$S_f = S_0 + V_0 \cdot t + \frac{a_x}{2} \cdot t^2 = 0 + 9,56 \cdot 0,05 + \frac{2,137}{2} \cdot 0,05^2 = 0,48m$$

Com a nova velocidade pode-se encontrar a rotação do motor ao fim do instante $t = 0,05s$.

$$n_f = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{V_f}{r_r} \cdot N t f = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{9,67}{0,274} \cdot 6 = 2022 rpm$$

A 2022 rpm tem-se um consumo específico (C_e) de 650g/kWh e com a formula a seguir pode-se calcular o consumo em km/l:

$$\rho_c = 0,76 kg/l \text{ (densidade da gasolina)}$$

$$C_e = 650 \text{ g/kWh} = 0,65 \text{ kg/kWh}$$

$$V_f = 9,67 \text{ m/s} = 34,812 \text{ km/h}$$

$$km/l = \frac{V_f \cdot \rho_c}{C_e \cdot Pot} = \frac{34,812 \cdot 0,76}{0,65 \cdot 2,1} = 19,38 km/l \text{ (3.39)}$$

Portanto este será o consumo instantâneo no instante $t = 0,05s$. Pode-se determinar a aceleração deste instante, pois são conhecidas a rotação do motor e a velocidade, sendo assim possível determinar o torque e as resistências ao avanço.

Com a aceleração determinada pode-se efetuar o mesmo procedimento anterior para os instantes seguintes, a fim de determinar o consumo em km/l até a velocidade de 62km/h ser alcançada. A partir daí pode-se fazer a média do consumo durante o período da aceleração.

-Cálculo da desaceleração: Quando o veículo atingir a velocidade de 62km/h o motor é desligado e ocorre a desaceleração causada pelas forças resistivas ao movimento. No instante inicial $t = 0$ (desta etapa) pode-se determinar a desaceleração, pois é conhecida a velocidade neste instante e desta forma determina-se as forças resistivas.

$$a'_x = - \left(M + \frac{\{ (I_t) \cdot N t f^2 + I_w \}}{r_r^2} \right)^{-1} \cdot \left(\mu_r \cdot W r \cdot \frac{d}{2 \cdot r_r} + \mu_r \cdot W f \cdot \frac{d}{2 \cdot r_f} + f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \right)$$

$$a'_x = - \left(90 + \frac{\{ (0,0029) \cdot 6^2 + 0,25 \}}{0,274^2} \right)^{-1} \cdot \left(0,0015 \cdot 573 \cdot \frac{0,02}{2 \cdot 0,274} + 0,0015 \cdot 309 \cdot \frac{0,02}{2 \cdot 0,35} + 0,0138 \cdot 882 + \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 17,22^2 \cdot 0,18 \cdot 0,6 \right)$$

$$a'_x = -0,373 m/s^2$$

Portanto no instante $t = 0s$ da desaceleração tem-se que $a'_x = -0,373 m/s^2$ e desta forma será possível determinar a nova velocidade após um instante $t = 0,05s$ para que se possa obter as novas forças resistivas e deste modo a nova desaceleração. Sabendo-se que $V_0 = 17,22m/s$ e $S_0 =$ distância final da etapa de aceleração tem-se que:

$$V_f = V_0 + a_x \cdot t = 17,22 - 0,373 \cdot 0,05 = 17,2m/s$$

$$S_f = S_0 + V_0 \cdot t + \frac{a_x}{2} \cdot t^2$$

Com a velocidade do instante $t = 0,05s$ determinada pode-se determinar as forças resistivas e assim a nova desaceleração. Executa-se este processo até que a velocidade atinja o valor do início do ciclo de aceleração.

O consumo será nulo nesta etapa, portanto pela fórmula da distância percorrida deve-se somar cada instante para obter a distância total percorrida durante o ciclo e quanto de combustível foi consumido. Desta forma encontra-se o consumo em km/l do veículo.

Uma planilha de cálculo foi elaborada para executar todas as etapas acima mencionadas. Como o torque e o consumo específico devem ser lidos a partir do gráfico e inseridos na planilha manualmente, criou-se uma função que expressa estas duas variáveis em função da rotação do motor. As funções são as seguintes:

$$C_e = 4,6488E-16 \times \text{rpm}^6 - 8,1135E-12 \times \text{rpm}^5 + 5,8825E-08 \times \text{rpm}^4 - 2,2688E-04 \times \text{rpm}^3 + 4,9141E-01 \times \text{rpm}^2 - 5,6744E+02 \times \text{rpm} + 2,7362E+05 \text{ (g/kWh)}$$

$$T_e = -9E-14 \times \text{rpm}^4 + 2E-09 \times \text{rpm}^3 - 1E-05 \times \text{rpm}^2 + 0,0311 \times \text{rpm} - 17,169 \text{ (Nm)}$$

A seguir será descrito o significado de cada coluna da tabela:

V_o = Velocidade inicial de cada intervalo de tempo, ou seja, a velocidade final do instante $t = 0s$ será a velocidade inicial do instante $t = 0,05s$

F_a = Força de arrasto aerodinâmico

F_{res} = Força de resistência ao avanço

T_e = Torque do motor na rotação no instante inicial

n = Rotação do motor no instante inicial

a = Aceleração

t = Tempo

V_f = Velocidade final

n_f = Rotação após o instante t

S_o = Espaço inicial

S_f = Espaço final

C_e = Consumo específico

km/l = Consumo em quilômetros por litro no instante t

a' = Desaceleração

A tabela 3 calcula o consumo do veículo com a relação de transmissão $N_{tf} =$

6. Como o período de desaceleração possui 570 linhas de cálculo, serão mostradas apenas as primeiras e as últimas páginas de cálculo para todas as simulações.

Tabela 3 Simulação

Dados Iniciais		Dados Iniciais	
Ro (kg/m³)	1,225	W (N)	882
A (m²)	0,6	Wr (N)	573
Cd	0,18	Wf (N)	309
Ie (kgm²)	0,00166	μ r	0,0015
It (kgm²)	0,0029	d	0,02
Iw (kg/m²)	0,25	p c (kg/litro)	0,76
rr (m)	0,274	V inicial(km/h)	34,43
rf (m)	0,35	V final (km/h)	61,98
Ntf	6		
η	0,98		
M (kg)	90		

Equacionamento para Ntf = 6

Período de aceleração

	Vo (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	Te (Nm)	n (rpm)	a (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	nf (rpm)	So (m)	Sf (m)	Ce	Pot (kW)	km/l
1	34,43	6,05	16,80	10,28	2000	2,13	0,05	34,81	2022	0	0,48	0,64	2,15	19,23
2	34,81	6,19	16,96	10,33	2022	2,14	0,05	35,20	2045	0,48	0,97	0,61	2,19	20,13
3	35,20	6,32	17,12	10,38	2045	2,15	0,05	35,59	2067	0,97	1,46	0,58	2,22	21,08
4	35,59	6,46	17,28	10,42	2067	2,16	0,05	35,98	2090	1,46	1,96	0,55	2,26	22,04
5	35,98	6,61	17,44	10,46	2090	2,17	0,05	36,37	2112	1,96	2,46	0,52	2,29	23,04
6	36,37	6,75	17,61	10,50	2112	2,17	0,05	36,76	2135	2,46	2,97	0,50	2,32	24,05
7	36,76	6,90	17,78	10,53	2135	2,18	0,05	37,15	2158	2,97	3,48	0,48	2,35	25,07
8	37,15	7,04	17,95	10,56	2158	2,18	0,05	37,54	2181	3,48	4,00	0,46	2,39	26,10
9	37,54	7,19	18,12	10,59	2181	2,19	0,05	37,94	2204	4,00	4,52	0,44	2,42	27,13
10	37,94	7,35	18,29	10,62	2204	2,19	0,05	38,33	2227	4,52	5,05	0,42	2,45	28,15
11	38,33	7,50	18,47	10,64	2227	2,20	0,05	38,73	2250	5,05	5,59	0,41	2,48	29,16
12	38,73	7,66	18,64	10,66	2250	2,20	0,05	39,12	2273	5,59	6,13	0,39	2,51	30,14

13	39,12	7,81	18,82	10,68	2273	2,20	0,05	39,52	2296	6,13	6,67	0,38	2,54	31,09
14	39,52	7,97	19,00	10,70	2296	2,20	0,05	39,92	2319	6,67	7,23	0,37	2,57	32,00
15	39,92	8,13	19,19	10,71	2319	2,21	0,05	40,31	2342	7,23	7,78	0,36	2,60	32,86
16	40,31	8,30	19,37	10,72	2342	2,21	0,05	40,71	2365	7,78	8,34	0,35	2,63	33,67
17	40,71	8,46	19,56	10,73	2365	2,21	0,05	41,11	2388	8,34	8,91	0,34	2,66	34,41
18	41,11	8,63	19,74	10,74	2388	2,21	0,05	41,51	2411	8,91	9,49	0,33	2,69	35,09
19	41,51	8,79	19,93	10,75	2411	2,21	0,05	41,90	2434	9,49	10,07	0,33	2,71	35,70
20	41,90	8,96	20,12	10,75	2434	2,20	0,05	42,30	2457	10,07	10,65	0,32	2,74	36,24
21	42,30	9,13	20,32	10,75	2457	2,20	0,05	42,70	2480	10,65	11,24	0,32	2,77	36,71
22	42,70	9,30	20,51	10,75	2480	2,20	0,05	43,09	2503	11,24	11,84	0,32	2,79	37,11
23	43,09	9,48	20,71	10,75	2503	2,20	0,05	43,49	2526	11,84	12,44	0,31	2,82	37,44
24	43,49	9,65	20,90	10,75	2526	2,20	0,05	43,88	2549	12,44	13,04	0,31	2,84	37,71
25	43,88	9,83	21,10	10,74	2549	2,19	0,05	44,28	2572	13,04	13,66	0,31	2,87	37,91
26	44,28	10,01	21,30	10,74	2572	2,19	0,05	44,67	2595	13,66	14,27	0,31	2,89	38,05
27	44,67	10,19	21,50	10,73	2595	2,19	0,05	45,07	2618	14,27	14,90	0,31	2,92	38,13
28	45,07	10,37	21,70	10,72	2618	2,18	0,05	45,46	2640	14,90	15,53	0,31	2,94	38,17
29	45,46	10,55	21,90	10,71	2640	2,18	0,05	45,85	2663	15,53	16,16	0,31	2,96	38,16
30	45,85	10,73	22,11	10,70	2663	2,17	0,05	46,24	2686	16,16	16,80	0,31	2,98	38,11
31	46,24	10,91	22,31	10,69	2686	2,17	0,05	46,63	2709	16,80	17,45	0,31	3,01	38,03
32	46,63	11,10	22,52	10,67	2709	2,16	0,05	47,02	2731	17,45	18,10	0,31	3,03	37,92
33	47,02	11,29	22,73	10,66	2731	2,16	0,05	47,41	2754	18,10	18,75	0,31	3,05	37,78
34	47,41	11,47	22,94	10,64	2754	2,15	0,05	47,80	2776	18,75	19,41	0,31	3,07	37,63
35	47,80	11,66	23,14	10,62	2776	2,14	0,05	48,18	2799	19,41	20,08	0,32	3,09	37,45
36	48,18	11,85	23,36	10,61	2799	2,14	0,05	48,57	2821	20,08	20,75	0,32	3,11	37,26
37	48,57	12,04	23,57	10,59	2821	2,13	0,05	48,95	2843	20,75	21,43	0,32	3,13	37,07
38	48,95	12,23	23,78	10,57	2843	2,13	0,05	49,33	2866	21,43	22,11	0,32	3,15	36,86
39	49,33	12,42	23,99	10,55	2866	2,12	0,05	49,71	2888	22,11	22,80	0,33	3,17	36,65
40	49,71	12,62	24,20	10,53	2888	2,11	0,05	50,09	2910	22,80	23,49	0,33	3,18	36,43
41	50,09	12,81	24,42	10,51	2910	2,11	0,05	50,47	2932	23,49	24,19	0,33	3,20	36,21
42	50,47	13,00	24,63	10,49	2932	2,10	0,05	50,85	2954	24,19	24,89	0,33	3,22	35,99
43	50,85	13,20	24,85	10,46	2954	2,09	0,05	51,23	2976	24,89	25,60	0,34	3,24	35,77
44	51,23	13,39	25,07	10,44	2976	2,08	0,05	51,60	2997	25,60	26,32	0,34	3,25	35,55

Feito o cálculo, obtiveram-se os seguintes resultados:

- Distância total percorrida no ciclo: 419,58 m
- Consumo médio: 32,52 km/l nos primeiros 50,07 m

Para saber quanto o motor consumiu de combustível enquanto estava em funcionamento pode-se fazer o seguinte cálculo:

32520 m → 1 litro

50,07 m → x litro

Consumo de $1,54 \cdot 10^{-3}$ litros de combustível

Para determinar o consumo em km/l que o veículo é capaz de fazer deve-se considerar a distância percorrida dividido pelo quanto consumiu de combustível:

$$Consumo = \frac{Sf}{litros} = \frac{0,4196}{1,54 \cdot 10^{-3}} = 272,5 km/l, \text{ para } Ntf = 6. \quad (3.40)$$

3.4.6. Análise de sensibilidade

Para verificar se o intervalo de tempo está adequado e se não há erro devido à imposição de aceleração constante durante este pequeno intervalo de tempo, será feita a mesma simulação para a relação de transmissão $Ntf = 6$ para um intervalo igual a 0,1s, ou seja, 100% maior e será verificado como a distância percorrida e o consumo se alteram. A simulação encontra-se no ANEXO A com o título “Análise de sensibilidade”. Os valores encontrados foram:

- Tempo 0,1s

Consumo: 271,09 km/l (erro -0,5%)

Distância total percorrida: 414,91 m (erro -1%)

- Tempo 0,2s

Consumo: 275,9 km/l (erro 1,2%)

Distância total percorrida: 434,2 m (erro 3,5%)

Verifica-se que com o tempo igual a 0,1s o erro é muito pequeno e, portanto será adotado nas simulações.

3.4.7. Determinação da relação de transmissão para o menor consumo

Serão feitas diversas simulações variando a relação de transmissão e a inércia rotativa da transmissão, desta forma ciclo liga-desliga do veículo terá velocidades variadas dependendo do Ntf. O objetivo será determinar a melhor relação para que seja alcançada a maior kilometragem por litro de combustível. Serão feitas simulações variando Ntf de 3 até 11, lembrando que Ntf = 11,9 está no limite de tração do veículo para rodas aro 20". As simulações encontram-se no ANEXO A.

▪ Ntf = 3: Consumo = 97,2 km/l	Velocidade do ciclo: 68~124 km/h
▪ Ntf = 4: Consumo = 168,3 km/l	Velocidade do ciclo: 52~93 km/h
▪ Ntf = 5: Consumo = 225,7 km/l	Velocidade do ciclo: 41~74 km/h
▪ Ntf = 6: Consumo = 272,5 km/l	Velocidade do ciclo: 34~62 km/h
▪ Ntf = 7: Consumo = 315,9 km/l	Velocidade do ciclo: 30~53 km/h
▪ Ntf = 8: Consumo = 350,9 km/l	Velocidade do ciclo: 26~46 km/h
▪ Ntf = 9: Consumo = 366,9 km/l	Velocidade do ciclo: 23~41 km/h
▪ Ntf = 10: Consumo = 358,62 km/l	Velocidade do ciclo: 21~37 km/h
▪ Ntf = 11: Consumo = 344,65 km/l	Velocidade do ciclo: 19~34 km/h

Com estes dados é possível construir um gráfico do consumo em km/l em função da relação de transmissão Ntf, como mostra a figura 21:

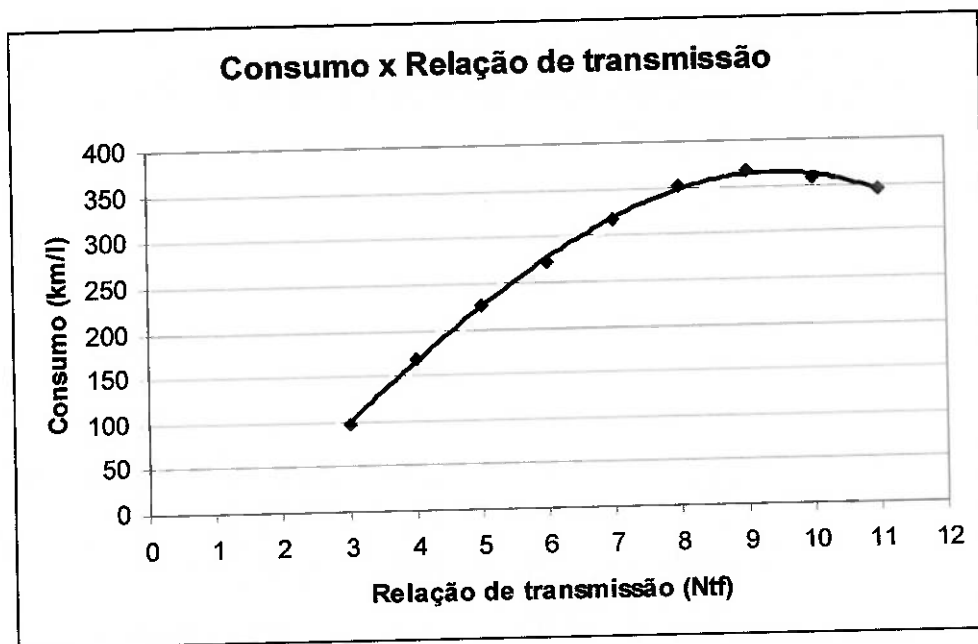


fig. 21 Curva do consumo variando com a relação de transmissão

Através do gráfico pode-se concluir que o melhor Ntf é 9, e desta forma será utilizado para o cálculo da transmissão.

3.5. Transmissão

É através da transmissão que o torque e a potência do motor são transmitidos ao eixo da roda, sendo que outra importante função é a capacidade de fazer o veículo operar em uma faixa ampla de velocidades. Existem diversos tipos de transmissões, como exemplo podem ser citadas as transmissões por correia, corrente dentada, engrenagens e CVT. A seleção da transmissão será feita a partir de uma matriz de decisão, em que serão considerados alguns critérios como a massa do sistema de transmissão, a complexidade do sistema, facilidade de montagem e o preço. Deste modo tem-se a tabela a seguir:

Tipos	CRITÉRIOS								Total
	Massa do sistema	Peso	Complexidade do sistema	Peso	Facilidade de montagem	Peso	Preço	Peso	
Correia	6	5	7	3	7	2	9	1	74
Engrenagem	5	5	6	3	6	2	6	1	61
Corrente	8	5	8	3	9	2	8	1	90
CVT	3	5	1	3	2	2	1	1	23

Verifica-se que a melhor escolha é a transmissão por corrente, pois em relação à correia no quesito de massa do sistema, a massa da polia na transmissão por correia é maior do que a de transmissão por corrente e além disso deve-se contar com um sistema de pré tensionador no caso da correia o que torna o sistema um pouco mais complexo.

3.5.1. Cálculo da transmissão por corrente

O dimensionamento será feito através do catálogo da DAIDO, que é um fabricante de corrente de transmissão de rolo.

Informações básicas de seleção:

- Potência a transmitir: 4kW
- Velocidade do eixo em rpm: 3600rpm
- Características do acionamento, isto é, grau de impulsividade: 1,4
- Relação de transmissão Ntf: 9

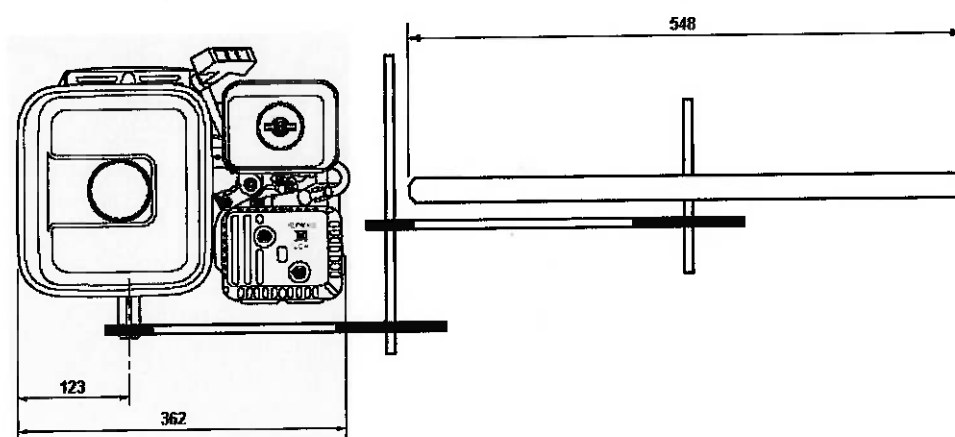
Através do gráfico de seleção de Potência versus rpm (ANEXO B) entrando com uma potência de 5,6kW (considerando o grau de impulsividade) e 3600rpm seleciona-se a seguinte corrente:

-Modelo: DID35

-Número de dentes do pinhão: 23

-Passo: 9,525mm

A máxima relação de transmissão permitida para correntes é de 7, pois acima deste valor não se assegura uma ótima transmissão provocando vibrações com o aumento relativo de tensão originada pelo aceleração na operação, e deste modo será necessário o uso de um desmembramento em dois estágios com relação de transmissão igual a 3. Considerando que a rotação do eixo do motor é anti-horária, tem-se o esquema a seguir que ilustra a configuração a ser adotada:



O diâmetro primitivo da engrenagem motora D_{mt} pode ser determinado pela fórmula (3.41):

$$D_{mt} = \frac{\text{passo}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{\text{no.dentes}}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{23}\right)} = 69,95\text{mm} \quad (3.41)$$

Com o diâmetro D_{mt} e a relação de transmissão ($i = 3$) pode-se calcular o diâmetro da engrenagem movida D_{mv} :

$$D_{mv} = D_c \cdot N_{tf} = 69,95 \cdot 3 = 209,85\text{mm} \quad (3.42)$$

Com o diâmetro da engrenagem movida pode-se calcular o número de dentes:

-n° dentes engrenagem movida = 69,19

Portando adota-se n° de dentes igual a 70 e recalcula-se o Dmv:

$$D_{mv} = \frac{\text{passo}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{\text{no.dentes}}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{70}\right)} = 212,3\text{mm} \quad (3.43)$$

Deve-se calcular o diâmetro do cubo para que seja possível o cálculo exato do momento de inércia das engrenagens. O diâmetro máximo do cubo pode ser dado pela fórmula:

$$D_c = \text{Passo} \cdot \left(\cot \frac{180^\circ}{n^\circ \text{dentes}} - 1 \right) - 0,76 \quad (3.44)$$

Para a engrenagem motora:

$$D_{c,mt} = 9,525 \cdot \left(\cot \frac{180^\circ}{23} - 1 \right) - 0,76 = 59\text{mm}$$

Para a engrenagem movida:

$$D_{c,mt} = 9,525 \cdot \left(\cot \frac{180^\circ}{70} - 1 \right) - 0,76 = 201,8\text{mm}$$

Segundo o catálogo da DAIDO a distância entre centros deve ser entre 30 a 50 vezes o passo, e assim, considerando que o passo é 9,525mm, a distância deverá estar entre 285mm e 476mm. Pretende-se minimizar a distância entre centros a fim de se obter uma estrutura menor e mais leve, e desta forma será feito um desenho em escala no AutoCad para determinar a distância entre centros de cada estágio, como mostra a figura 22:

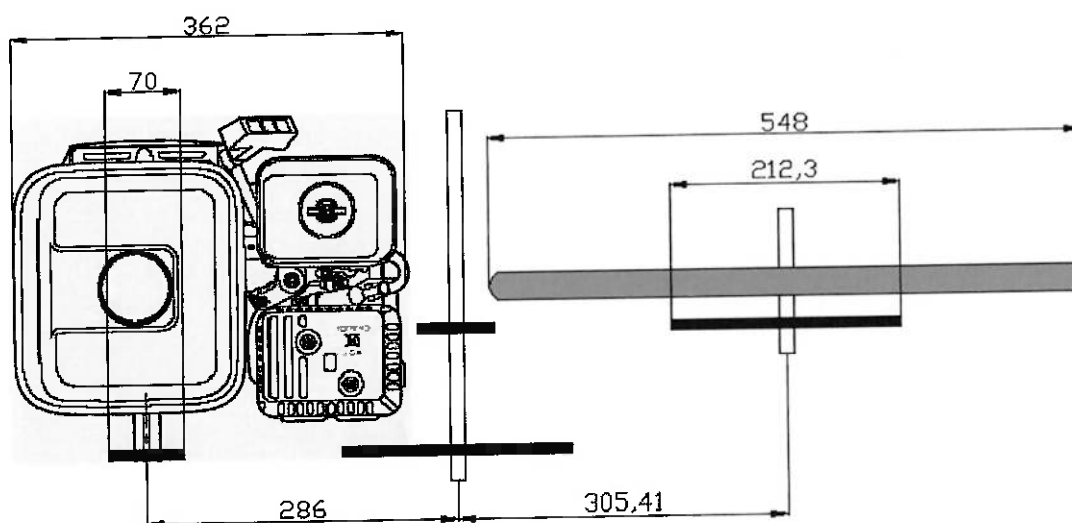


fig. 22 Transmissão do veículo

Será chamado de estágio 1 a transmissão entre a saída do motor e o eixo da engrenagem movida, e estágio 2 a transmissão entre este eixo e a roda.

Portanto tem-se que:

- Distância entre eixos do estágio 1 (Cp1): 286mm
- Distância entre eixos do estágio 2 (Cp2): 305,4mm

- Cálculo do comprimento da corrente:

$$\text{-Estágio 1: } L_p = \frac{N_1 + N_2}{2} + 2 \cdot C_p + \frac{\{(N_2 - N_1)/2\pi\}^2}{C_p}, \text{ onde:} \quad (3.45)$$

L_p = Comprimento total

N_1 = Número de dentes do pinhão

N_2 = Número de dentes da engrenagem movida

$$L_{p1} = \frac{23 + 70}{2} + 2 \cdot 286 + \frac{\{(70 - 23)/2\pi\}^2}{286} = 618,7 \text{ mm}$$

$$\text{-Estágio 2: } L_{p2} = \frac{23 + 70}{2} + 2 \cdot 305,41 + \frac{\{(70 - 23)/2\pi\}^2}{305,41} = 657,5 \text{ mm}$$

- Dados finais da transmissão por corrente:

Tabela 4 Dados finais da transmissão

Dados finais	
Modelo	DID35
Passo	9,525mm
n° dentes pinhão	23
n° dentes movida	70
Dmt	69,95mm
Dmv	212,3mm
Cp1	286mm
Cp2	305,4mm
Lp1	618,7mm
Lp2	657,5mm
Relação de transmissão dos estágios	3,04

4. Layout do veículo

Para o projeto da estrutura e da carcaça do veículo devem-se conhecer algumas dimensões como distância entre eixos, posição do trem de força e do piloto. Será considerado um piloto com tamanho de 1,70m sentado na seguinte posição:

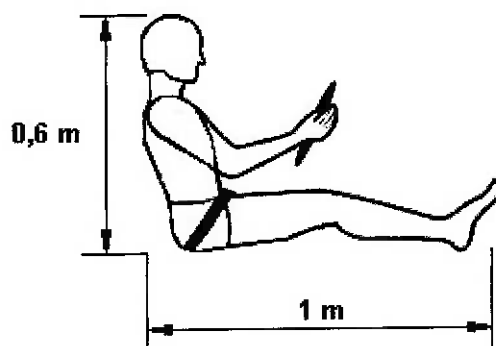


fig. 23 Posição do piloto

O estudo do layout do veículo será feito levando em consideração as seguintes restrições de projeto que a CBA impõe:

- Largura mínima do veículo: 0,5m
- Distância entre eixos mínima: 1m

A figura 24 ilustra o layout preliminar do veículo:

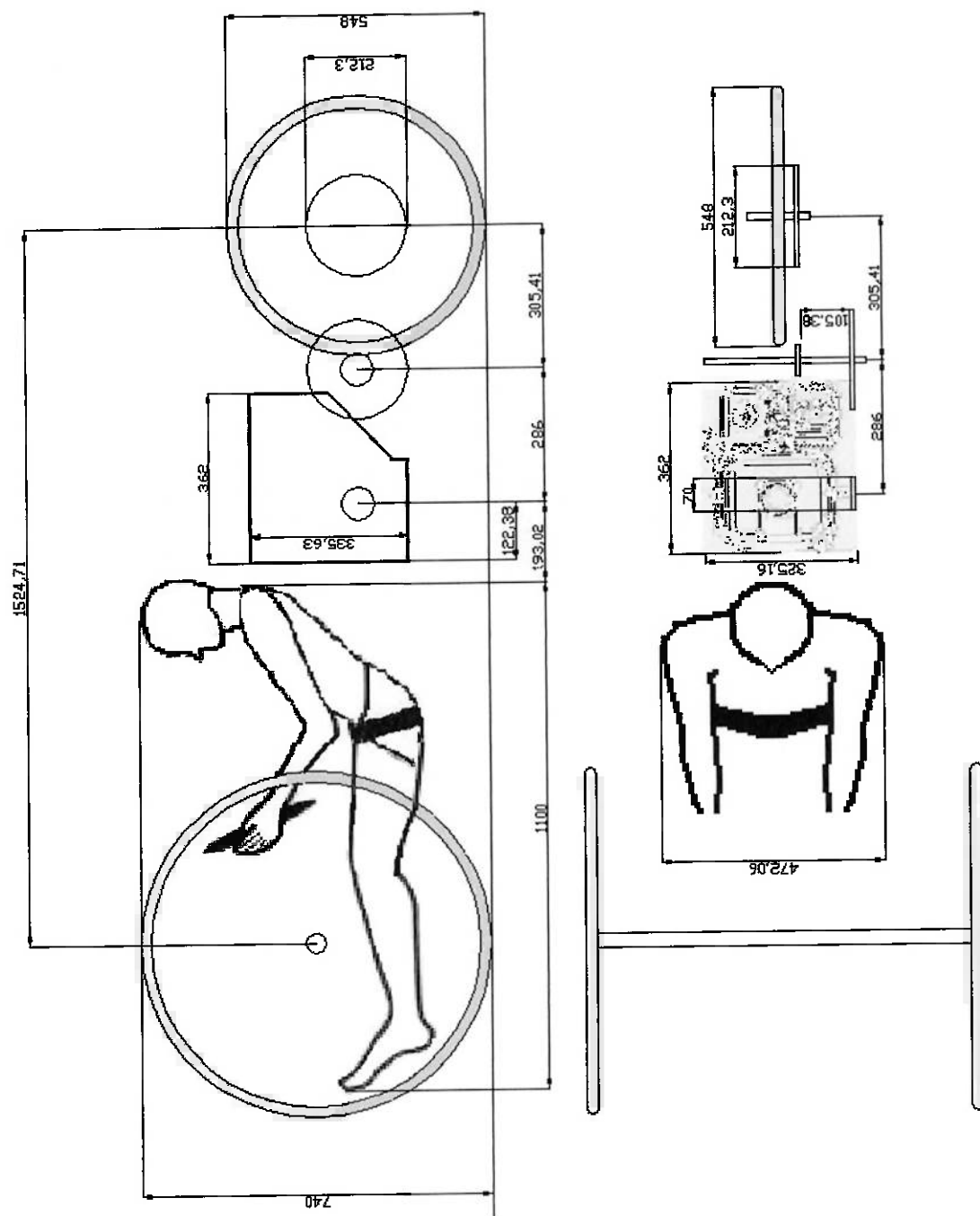


fig. 24 Layout do veículo

5. Estrutura

Nesta etapa será feito o projeto da estrutura, que envolve a seleção do material a ser utilizado levando em consideração o custo e a disponibilidade no mercado, e o dimensionamento da estrutura que será feito utilizando o Método dos Elementos Finitos. O projeto da estrutura visará reduzir a massa do veículo, fator relevante no tempo de aceleração e na resistência ao rolamento, já que ambos são funções da massa e deste modo, a redução deste item resultará numa maior autonomia. Alguns parâmetros que deverão ser respeitados são os relacionados às regras do regulamento técnico e aos itens previamente definidos como:

- Distância entre eixos: 1,6m.
- Largura mínima do veículo (regulamento): 0,5m.
- Distância entre eixos mínima (regulamento): 1m.
- Altura máxima do piloto: 1,70m.
- Peso máximo do piloto: 60kg.
- **Art. 02** - A largura máxima do protótipo não poderá exceder a 1,10 metros.
- **Art. 10** - É obrigatório um arco de proteção atrás da cabeça do piloto que suporte uma força de 70 quilos aplicado na vertical, de cima para baixo.
- **Art. 16** - Só serão admitidos protótipos de três ou quatro rodas, sendo que todas devem ficar em contato permanente com o solo.
- O veículo utilizará 3 rodas, sendo duas na frente e uma atrás.

5.1. Seleção do Material

A seleção do material visa escolher o material mais apropriado às necessidades do projeto, em que no caso deste trabalho o que se deseja é uma estrutura leve e rígida. Sabe-se que as estruturas mais utilizadas em carros de competição são as tubulares, pois se enquadram nos requisitos descritos anteriormente. Portanto o critério de seleção será baseado na redução da massa e otimização da resistência da estrutura tubular.

5.1.1. Equacionamento

O projeto de um elemento estrutural pode ser especificado por três parâmetros: os requisitos funcionais, a forma ou geometria e propriedade do material. Desta forma pode-se definir o índice de desempenho, que é uma função dos parâmetros descritos acima. Desta forma o índice de desempenho da estrutura pode ser definido como:

$$p = f \left[\left(\frac{\text{requisitos}}{\text{funcionais}} \right), (\text{geometria}), \left(\frac{\text{propriedade}}{\text{material}} \right) \right] \quad (5.1)$$

O conceito do índice de desempenho (p) pode ser compreendido através de um modelo de estrutura que deva atender a uma função simples. É o caso do projeto do tubo que forma a estrutura tubular e que deve resistir a uma força de tração sem falhar por escoamento plástico, e que seja leve. Portanto o critério de seleção deve ser o de minimizar a massa selecionando um material que tenha baixa densidade e alta resistência ao escoamento. A massa do tubo pode ser dada por:

$$m = A \cdot l \cdot \rho \quad (5.2)$$

onde:

m = massa

A = área da seção transversal

ρ = densidade do material

l = comprimento do elemento

A área da seção deve ser suficiente para suportar a carga F , de modo que:

$$\frac{F}{A} = \frac{\sigma_f}{S_f} \quad (5.3)$$

onde:

σ_f = tensão de ruptura

S_f = fator de segurança

Eliminando a área A das equações (5.2) e (5.3) tem-se que:

$$m = (S_f \cdot F) \cdot (l) \cdot \left(\frac{\rho}{\sigma_f} \right) \quad (5.4)$$

Nota-se que a equação (5.4) fornece uma expressão na qual, o lado direito tem um primeiro grupo de variáveis que caracterizam os parâmetros funcionais do projeto, que são a carga e o fator de segurança; um segundo grupo de parâmetros especificam a geometria do projeto, que é o comprimento do elemento e o terceiro grupo de parâmetros define as propriedades do material. A melhor solução para o projeto é aquela que especifica um material com menor valor de $\left(\frac{\rho}{\sigma_f} \right)$, ou seja, deve-se maximizar a relação expressa na fórmula (5.5):

$$M = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (5.5)$$

Onde:

M = índice de desempenho do elemento.

Segundo Ashby, M. F., em **Materials Selection in Mechanical Design**, a relação que melhor representa o índice de performance para minimizar a massa e maximizar a tensão para um tubo é:

$$M = \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \quad (5.6)$$

5.1.2. Cartas de seleção de materiais

A carta de seleção de materiais é um espaço bi-dimensional que permite conhecer o comportamento de todas as classes de materiais, com respeito a uma propriedade ou uma combinação de propriedades. Com seu auxílio, é possível comparar o desempenho de todas as classes de materiais para uma dada aplicação, tornando a seleção de materiais mais eficiente e abrangente.

O mapa de propriedades de interesse é gerado em um espaço limite de escoamento, σ_f , versus densidade, ρ . Este mapa é mostrado na figura 25 em escalas log-log retirado do livro **Materials Selection in Mechanical Design**. Para utilização do mapa de propriedades, pode-se plotar uma reta onde a relação M é constante, em que diferentes valores de M representam diferentes retas paralelas sobre o mapa. Os materiais cujas envoltórias são cortadas pela reta que corresponde a um valor de M têm o mesmo valor do índice de desempenho e a princípio, atenderão da mesma maneira ao critério estabelecido pelo modelo. No mapa, qualquer material que se encontra acima desta reta é mais adequado à característica buscada, e abaixo da reta possui piores características.

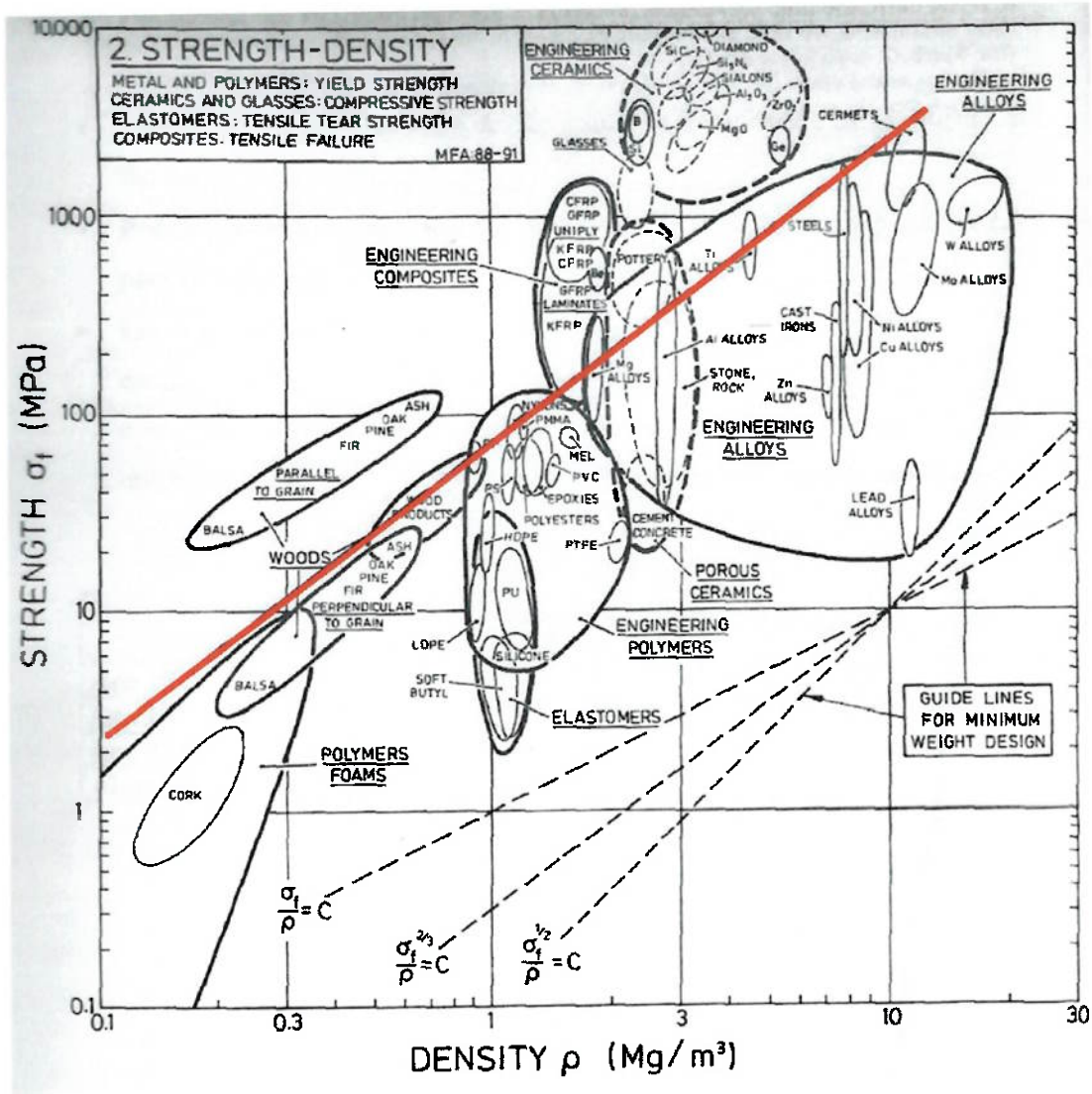


fig. 25 Carta de seleção de material

Portanto, o melhor material é aquele que se encontra quanto mais acima e à esquerda do mapa. Escolhendo a família de curva $\frac{\sigma_t^2}{\rho}$, verifica-se que os melhores materiais são as cerâmicas de engenharia, seguidos por vidros e compósitos. Por motivos de viabilidade econômica, a hipótese de utilizar estes materiais será descartada, sendo a próxima opção o uso dos materiais que se encontram na reta traçada no gráfico da figura 25:

As opções de materiais são:

- Aço
- Alumínio

- Titânio
- Nylon
- Madeira

Os materiais Nylon e madeira serão descartados devido à dificuldade de obtenção no mercado de tubos feitos com estes materiais. O titânio também será descartado, pois o custo inviabilizaria o projeto e desta forma será feita a análise utilizando tubos de aço e alumínio, que são facilmente encontrados no mercado. A tabela 5 resume as propriedades destes materiais a serem utilizadas na análise.

Tabela 5 Propriedades dos materiais

Materiais	Densidade (kg/m³)	Tensão Escoamento (Mpa)	Modulo de Elasticidade (Gpa)	Coefficiente de Poisson
Aço 1010	7800	305	200	0,3
Aço 1040	7845	353	210	0,3
Alumínio	2600	215	80	0,33

Através de pesquisa feita na Internet, foram encontradas algumas medidas padrões de tubos que podem ser utilizados no projeto, a tabela 6 mostra o diâmetro, a espessura e comprimento de tubos vendidos no mercado.

Tabela 6 Dimensões de tubos

Bitolas		Espessura da parede		Kg. barra	
mm	Pol.	mm	6m	mm	6m
7,94	5/16"	0,90	0,945	22,22	7/8"
		1,20	1,207		
		0,75	0,973		
9,52	3/8"	0,90	1,148		
		1,06	1,327		
		1,20	1,477		
		1,50	1,779		
12,70	1/2"	0,75	1,326		
		0,90	1,572		
		1,06	1,825		
		1,20	2,040		
15,87	5/8"	1,50	2,484		
		0,75	1,678		
		0,90	1,992		
		1,06	2,323		
		1,20	2,604		
		1,50	3,192		
		1,90	3,927		
		2,00	4,104		
25,40	1"	0,75	2,735	34,92	1 3/8"
		0,90	3,263		
		1,06	3,817		
		1,20	4,296		
		1,50	5,304		
		1,90	6,606		
		2,00	6,924		
		2,25	7,707		
		2,65	8,920		
38,10	1 1/2"	0,90	4,953		1 3/4"
		1,06	5,809		
		1,20	6,552		
		1,50	8,124		
		1,90	10,176		
		2,00	10,682		
		2,25	11,934		
		2,65	13,902		
		3,00	15,582		
		3,35	17,226		

5.2. Análise Estrutural

A estrutura do veículo é a parte que será submetida a diversos tipos de esforços, sendo que estes devem ser bem definidos a fim de se evitar qualquer imprevisto. O dimensionamento da estrutura deve respeitar as restrições impostas pelo regulamento, ser compatível com as dimensões obtidas no projeto do trem de força além de proporcionar uma geometria que possa ser possível um design aerodinâmico da carenagem. Será feito um brainstorm para definir possíveis configurações da estrutura a ser analisada.

5.2.1. Dimensões

Neste item serão listadas todas as dimensões já obtidas e outras que serão adotadas.

- Entre eixos: 1,6m
- Largura da estrutura: 600mm
- Diâmetro das rodas dianteiras: 740mm
- Diâmetro da roda traseira: 550mm
- Altura (do chão ao arco de proteção da cabeça): 1m
- Distância ao solo: 100mm

5.2.2. Cargas

Neste item serão listadas as cargas em que a estrutura será submetida.

- Carga obrigatória aplicada no arco (regulamento): 700N
- Peso do piloto: 600N
- Peso do motor e transmissão (estimado): 200N
- Peso da estrutura: Na simulação será considerado o peso próprio da estrutura utilizando 1g de aceleração vertical.
- Peso da carenagem (estimado): 50N

5.2.3. Modelos de estrutura

Através da técnica de brainstorm foram feitas algumas alternativas de estruturas para serem analisadas. No modelo matemático (CAD) será necessário considerar todas as dimensões relevantes como o motor, transmissão, rodas, piloto, e acessórios. Algumas medidas preliminares podem ser vistas a partir do layout do veículo mostrado na figura 26:

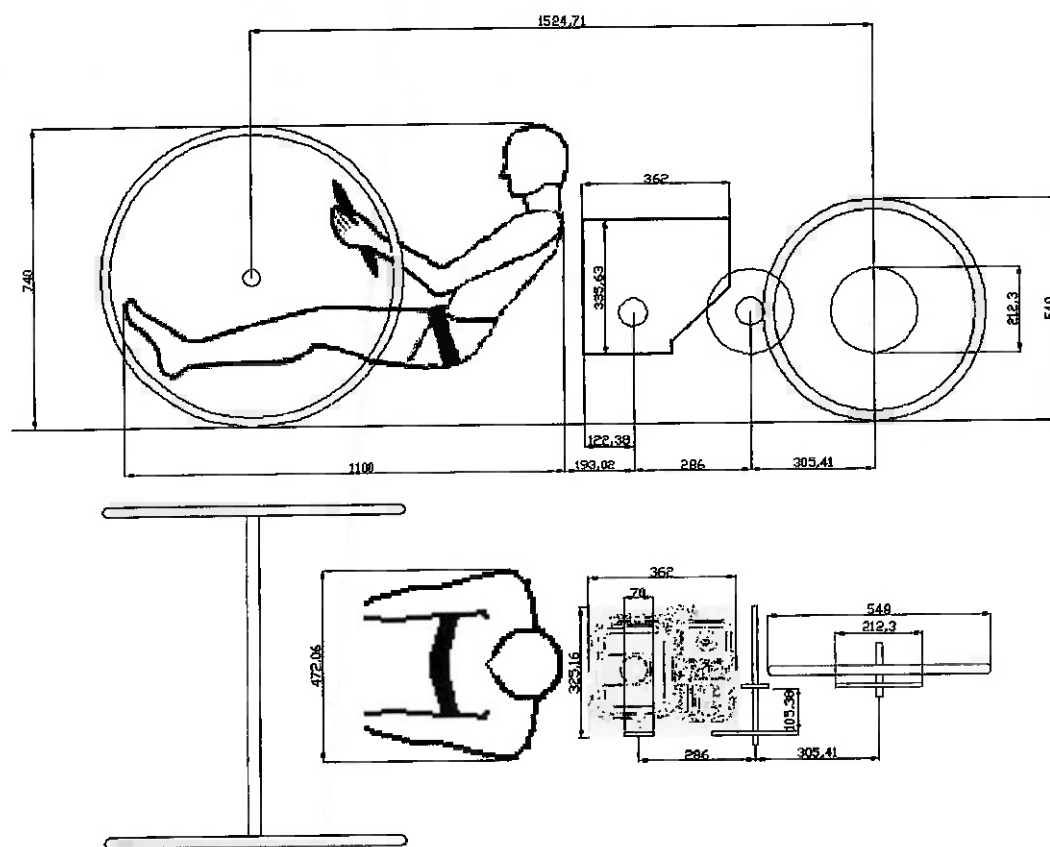


fig. 26 Layout do veículo

A figura 27 mostra as alternativas de estruturas que serão simuladas:

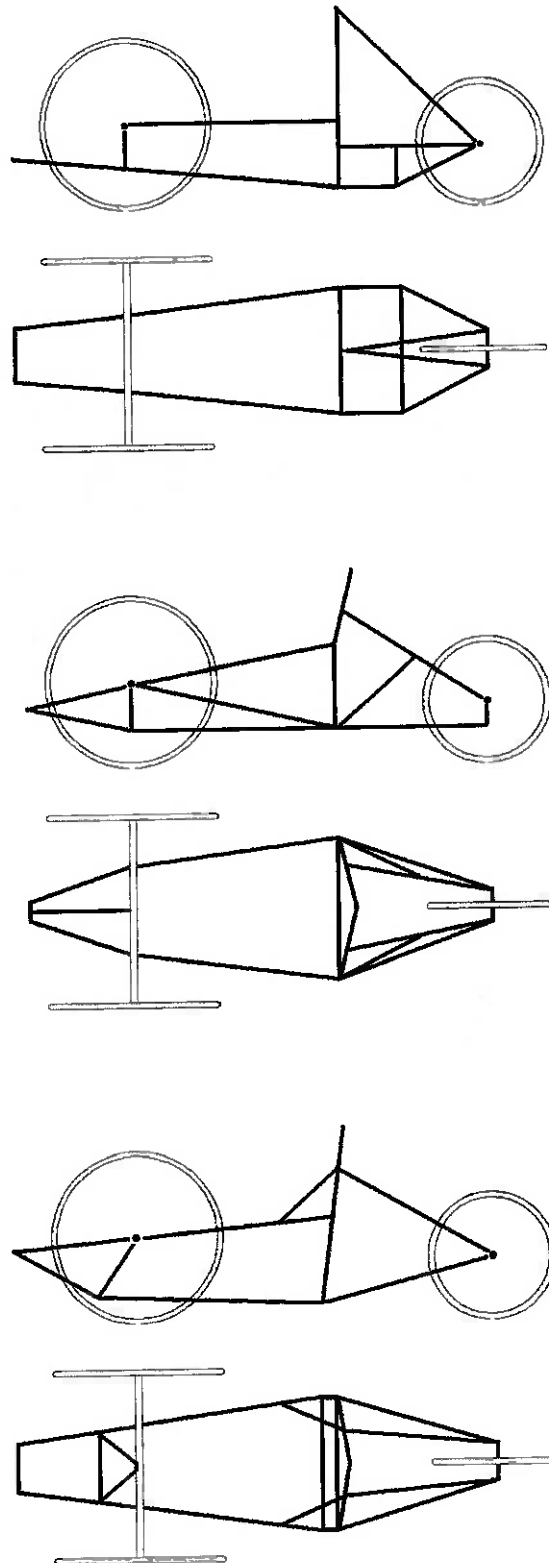


fig. 27 Modelos de estruturas

5.2.4. Fundamentação teórica

Para a solução de uma estrutura simples, normalmente utiliza-se a teoria da Resistência dos Materiais adotando condições de contorno e hipóteses simplificadoras. Mas em alguns casos, quando se trata de estruturas complexas e exige-se precisão, o cálculo se torna complicado sendo necessário utilizar computadores, que atualmente dispõe de processadores potentes que viabilizam o uso do método dos elementos finitos. Em linhas gerais, o procedimento padrão para a solução de um problema qualquer utilizando o MEF (Método dos Elementos Finitos) pode ser resumido a um esquema de três passos básicos, conforme o fluxograma ilustrado na figura 28:

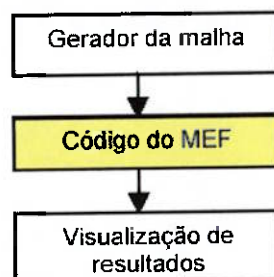


fig. 28 Fluxograma

Num primeiro passo, deve-se definir a malha dos elementos finitos para a estrutura que se deseja estudar, isto é, entrar as coordenadas dos nós da estrutura, indicar a conectividade entre os nós de cada elemento, entrar com as propriedades dos materiais de cada elemento e, por último, aplicar as condições de contorno nos nós apropriados. Em seguida, aplica-se o código do MEF apropriado, podendo ser um problema de análise estática ou modal, que consiste em: ler todas as informações da malha; montar as chamadas matrizes elementares, que fazem a conversão dos operadores diferenciais do modelo em uma série de contribuições individuais, ou seja, atribui-se a contribuição para cada elemento e somam-se todas as contribuições das matrizes elementares, para montar as chamadas matrizes globais do sistema matricial e, finalmente, resolver o problema em questão. Uma vez resolvido o sistema, o último passo consiste em retomar os resultados numéricos e resgatá-los fisicamente através da visualização das incógnitas.

5.2.5. Simulação da estrutura

Através da técnica de brainstorm foram obtidas algumas alternativas de estruturas a serem simuladas, que inicialmente foram simuladas utilizando elementos 1D (elemento CBEAM do Nastran), pois utilizando este tipo de elemento, é necessário apenas fornecer os nós dos vértices da estrutura e ligá-los com o elemento 1D, tornando a modelagem simples. Utilizando o software Nastran, foi possível analisar cada alternativa e verificou-se que a primeira geometria apresentava melhores resultados. A fig. 29 mostra a geometria da estrutura:

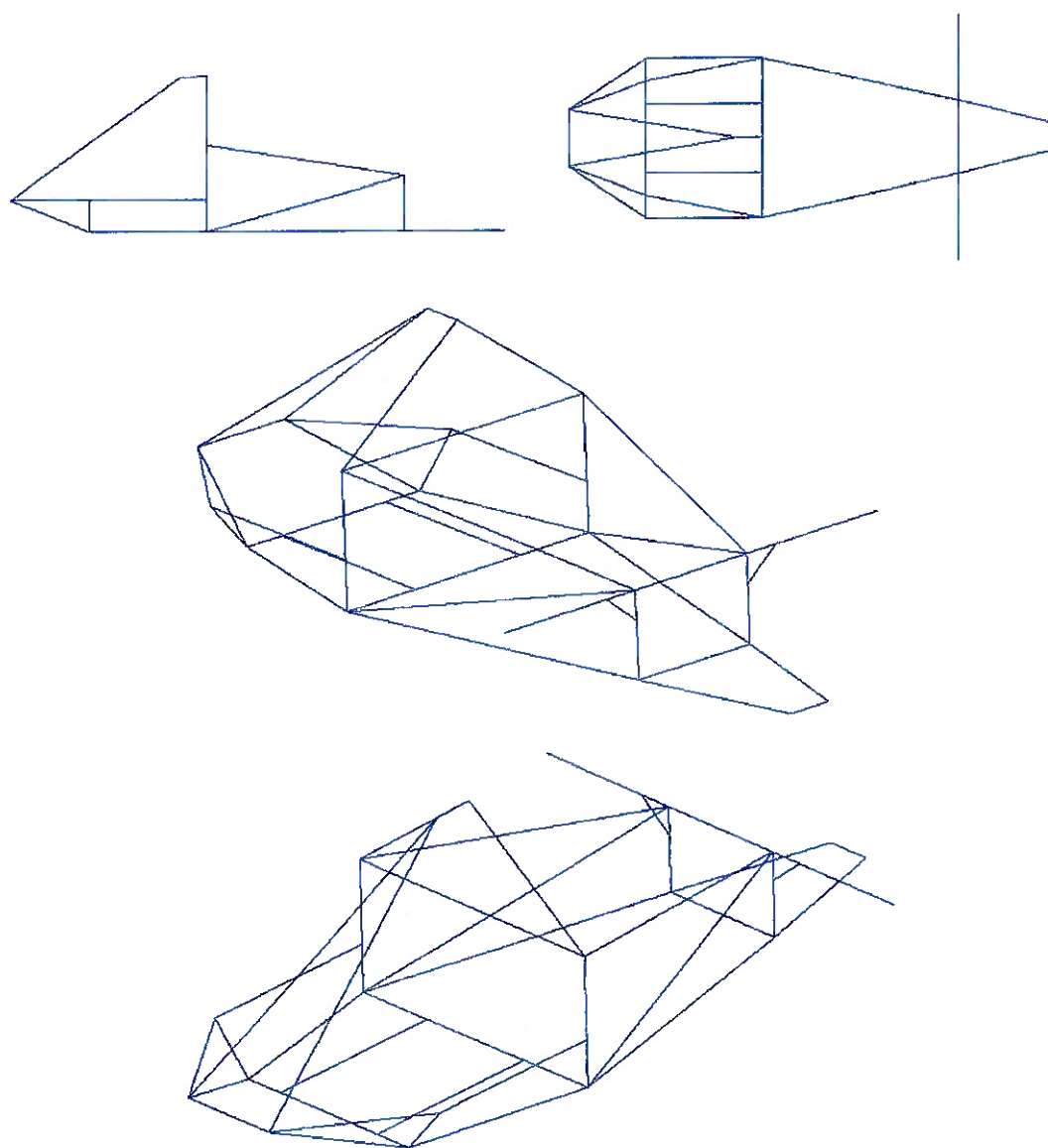


fig. 29 Estrutura do veículo

A partir da avaliação preliminar utilizando elementos 1D, foram simuladas estruturas com tubos de 1 ½", 1", de 5/8" e espessuras de 2mm, 1,5mm e 1,2mm. Chegou-se a conclusão que tubos com diâmetro de 1" e espessura de 1,5mm são ideais para o projeto pois foram os que apresentaram os melhores resultados considerando o conjunto de variáveis como o deslocamento, tensão e peso da estrutura. Devido ao fato de elementos 1D não representarem adequadamente a geometria nas junções do tubo, as tensões nestas regiões não possuem resultados precisos e deste modo será feita uma estrutura com elementos 2D (SHELL) para representar melhor estas regiões. A análise será feita utilizando os seguintes parâmetros:

Tubo: diâmetro - 1" ; espessura - 1,5mm

Material: Aço - densidade: 7800 kg/m³

- E = 200 GPa

- Modulo de Poisson = 0,3

A malha da estrutura modelada em elemento SHELL é mostrada na fig. 30 e um detalhe de junção de tubos e mostrado na fig. 31:

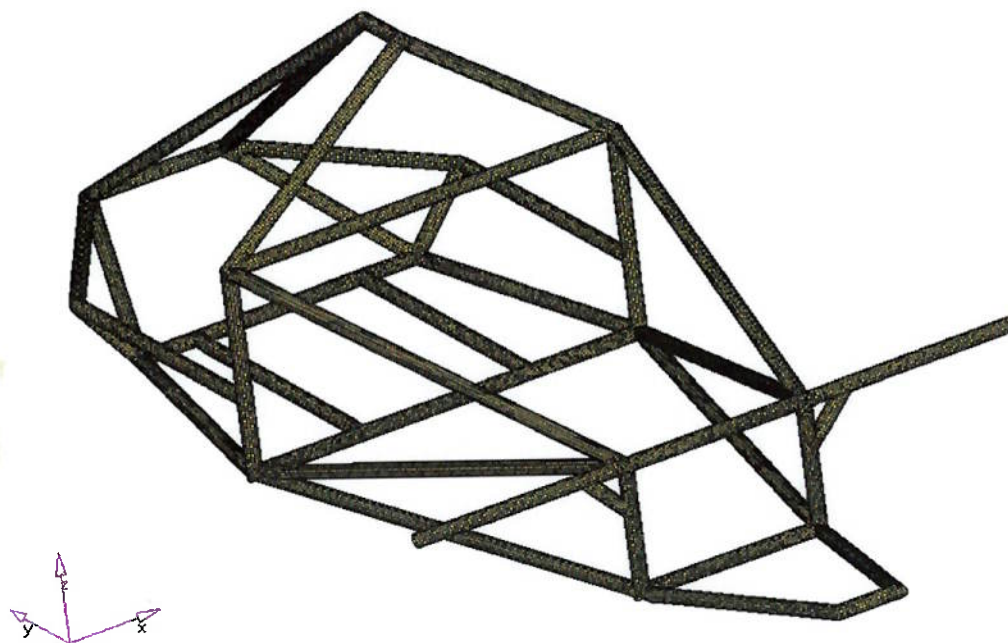


fig. 30 Malha da estrutura

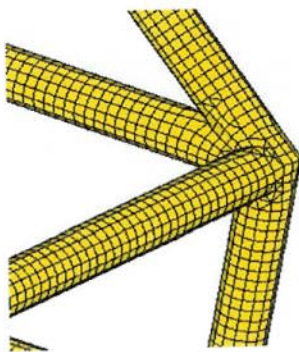


fig. 31 Detalhe da junção dos tubos

Existem duas condições que a estrutura será submetida: a primeira é o veículo com o piloto e uma carga adicional de 700N que é imposta na estrutura na região do arco que protege a cabeça do piloto. A segunda condição, que é a menos crítica é quando o veículo está em movimento sem a carga de 700N. A figura 32 ilustra a carga na estrutura, onde o peso do piloto foi distribuído em sete pontos na região do assento de 85,7N totalizando os 600N. O peso do motor foi distribuído em quatro pontos nas vigas de suporte do mesmo de 50N totalizando 200N e o peso da carenagem de 50N foi aplicado na região do arco de proteção juntamente com os 700N exigidos pela norma.

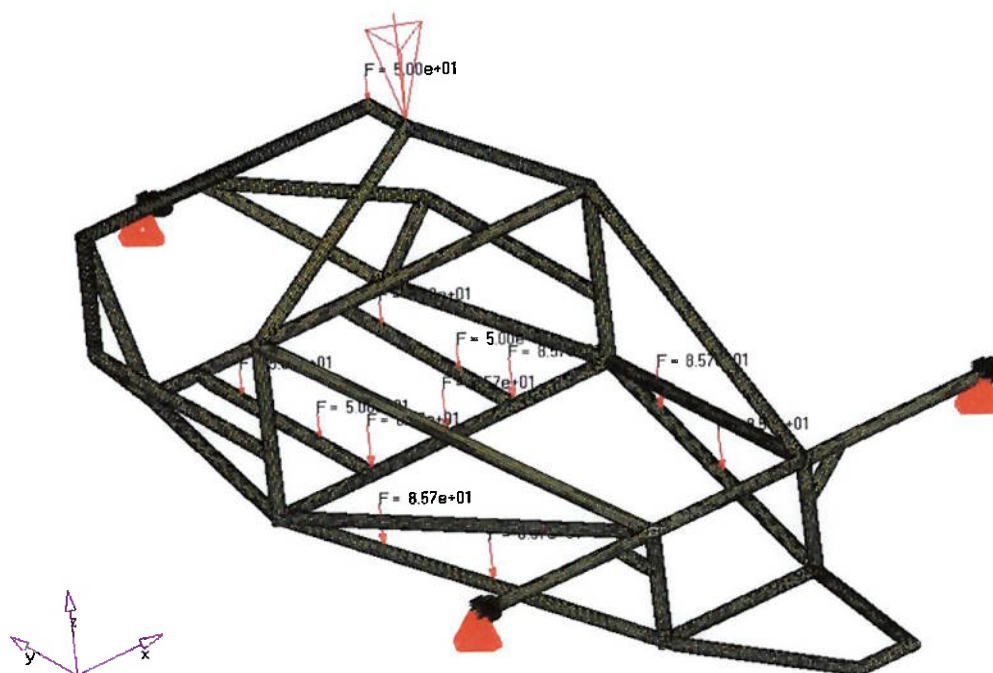


fig. 32 Forças aplicadas na estrutura

Resultados:

- 1º Condição: Carga de 700N aplicada no arco de proteção

Deslocamentos: A fig. 33 mostra os deslocamentos da estrutura em que as regiões avermelhadas representam maiores deslocamentos e as regiões azuis os menores. O maior valor obtido é de 2,71 mm e a região correspondente a este deslocamento é mostrada a seguir:

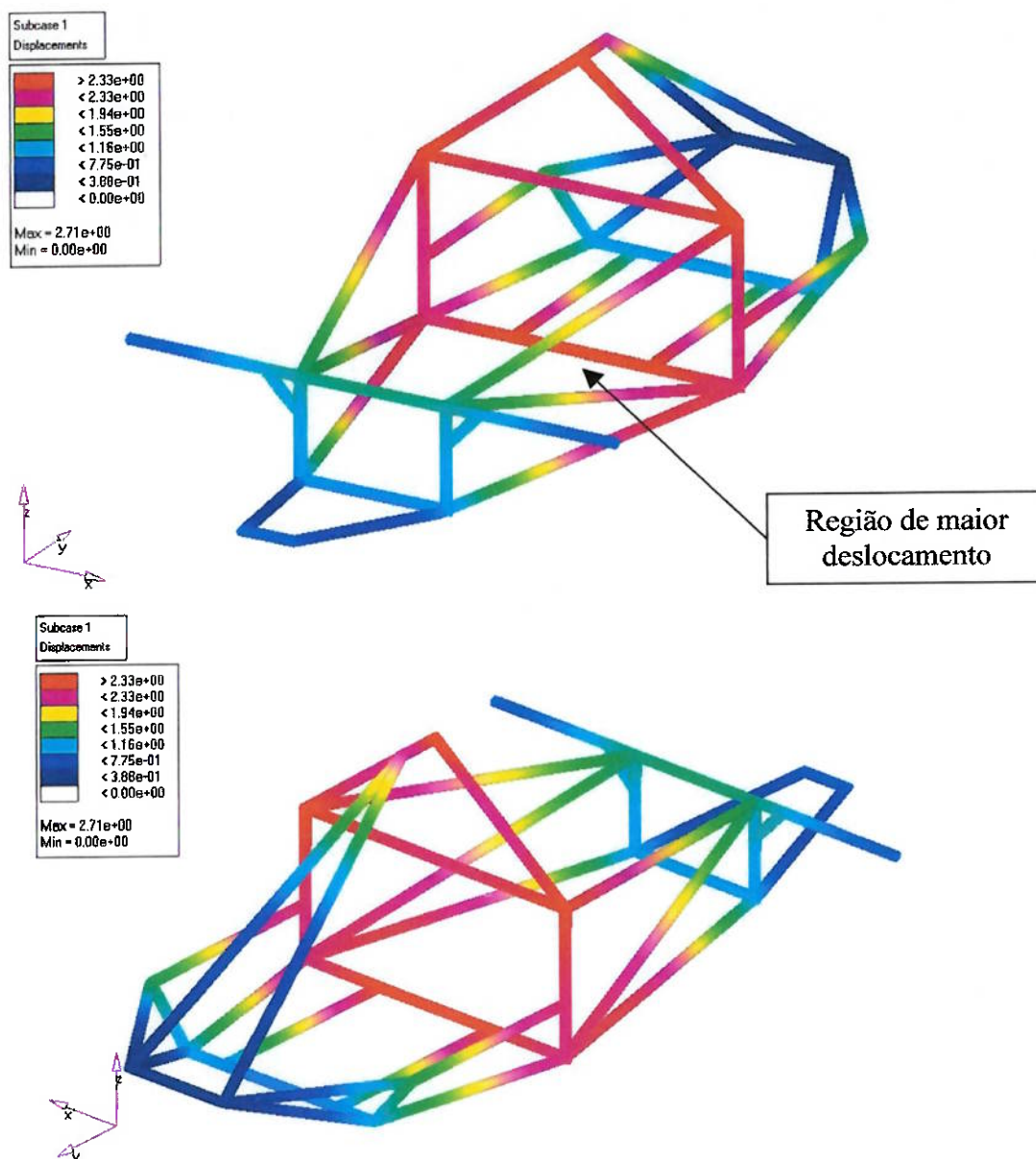


fig. 33 Deslocamentos

Tensões: A fig. 34 mostra as tensões que a estrutura está sendo submetida em que as regiões avermelhadas representam maiores tensões e as regiões azuis as menores. O maior valor obtido é de 201MPa, mas deve-se lembrar que o material escolhido possui tensão limite de escoamento de 305MPa e que esta tensão ocorre durante a aplicação da carga de 700N para verificação da rigidez e segurança da estrutura segundo a norma e, portanto o veículo não ficará submetido a este esforço durante a prova. Esta condição (sem a força de 700N) será avaliada a seguir. A região correspondente à tensão de 201MPa é mostrada a seguir:

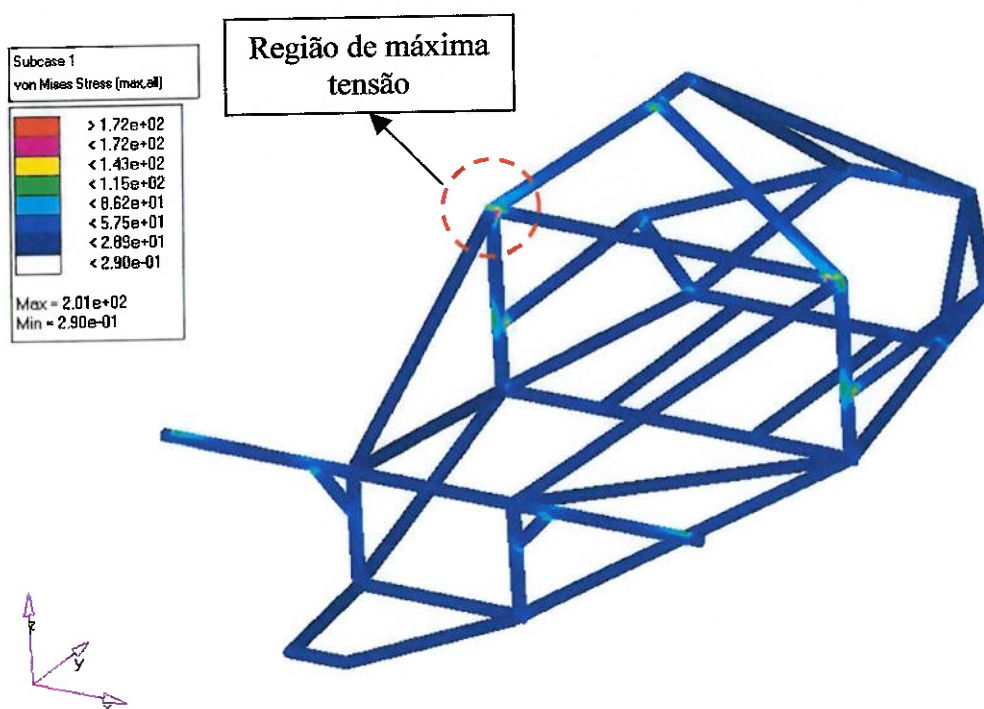


fig. 34 Tensões na estrutura

- 2º Condição: Sem a carga de 700N aplicada no arco de proteção

Deslocamentos: A fig.35 mostra os deslocamentos da estrutura. O maior valor obtido é de 2,10mm e a região correspondente a este deslocamento é mostrada a seguir:

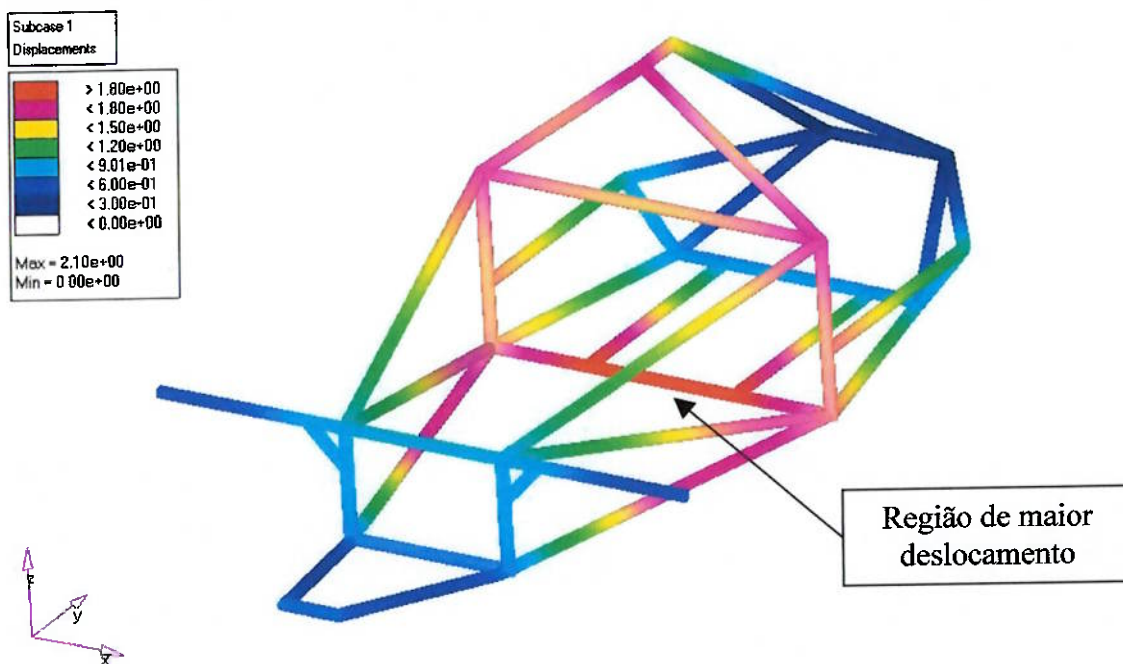


fig. 35 Deslocamentos sem a carga de 700N

Tensões: A fig. 36 mostra as tensões que a estrutura está sendo submetida. O maior valor obtido é de 124MPa e, portanto será ao redor deste valor que a estrutura será solicitada durante a prova, sendo que utilizando tubos de aço 1010 com tensão de escoamento 305MPa, a estrutura estará com um coeficiente de segurança um pouco maior que dois.

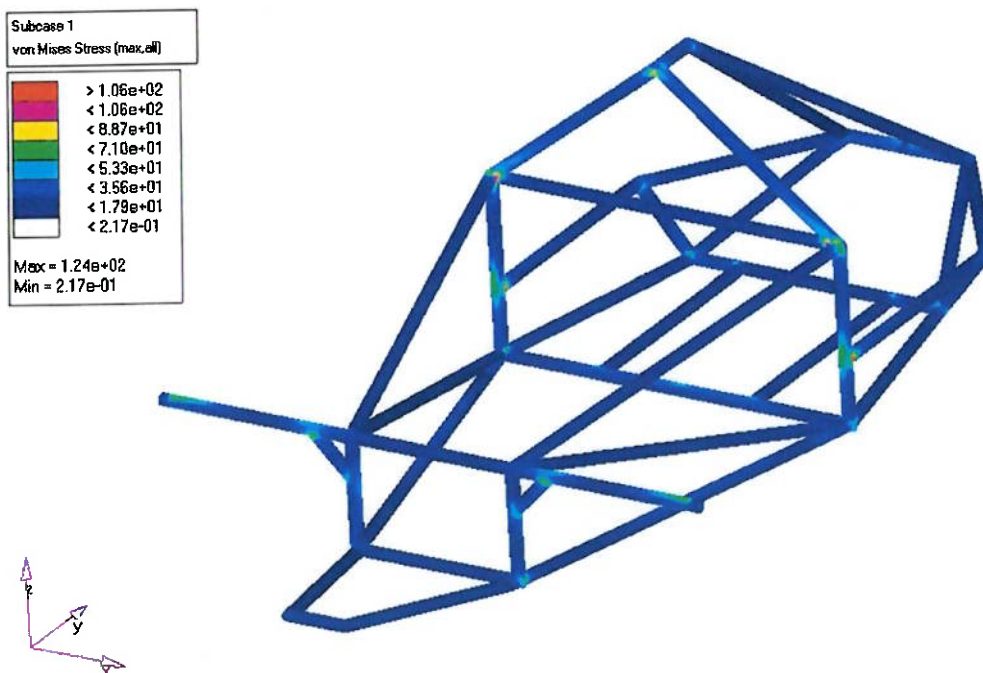


fig. 36 Tensões na estrutura sem a carga de 700N

A mesma análise foi feita para a estrutura utilizando diferentes dimensões de tubos, incluindo o material alumínio, e os melhores resultados obtidos com as simulações estão resumidos na tabela 7:

Tabela 7 Resultados da simulação

Material	Tubo		Deslocamento Máximo (mm)	Tensão Máxima (MPa)	Massa (kg)
	Diâmetro	Espes.			
Aço 1010	1"	1,5	2,71	201	15
Alumínio	1"	2	4,96	132	6,6
Alumínio	1"	2,65	3,51	100	8,8

- **Verificação da estabilidade da estrutura (Flambagem)**

Deve-se checar se a estrutura não falha por flambagem, pois se o tubo estiver em compressão, existe uma carga crítica que pode levar a estrutura ao colapso quando o tubo fletir de modo que o desvio lateral seja o suficiente para que a linha elástica se torne instável. Define-se a carga crítica de flambagem por:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{FL}^2} \quad (5.7)$$

Onde,

P_{CR} = carga crítica de flambagem;

E = módulo de elasticidade do material;

I = momento de inércia da seção do tubo;

l_{fl} = comprimento de flambagem do tubo.

Pode-se checar também a tensão crítica de flambagem que é definida por:

$$\sigma_{FL} = \frac{P_{CR}}{A} \quad (5.8)$$

Onde,

σ_{FL} = Tensão de flambagem

A = Área da seção transversal

A figura 37 mostra a numeração dos tubos a ser utilizado no cálculo da flambagem.

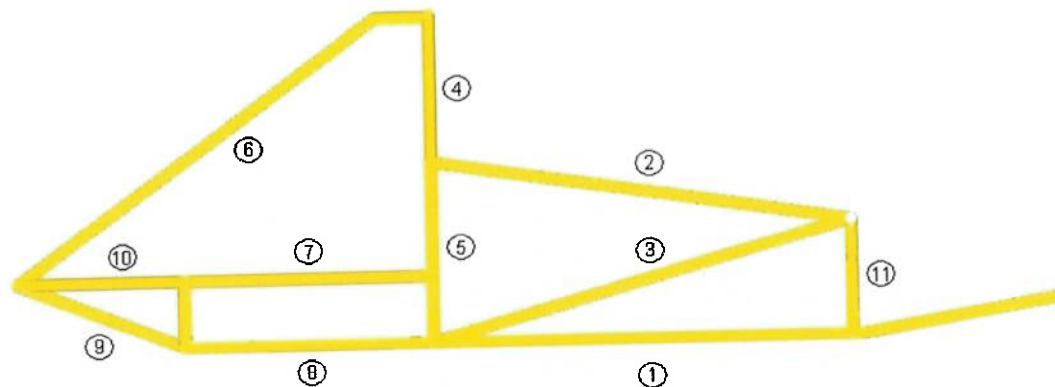


fig. 37 Numeração dos tubos

A tabela 8 mostra as propriedades dos tubos e a tabela 9 mostra a carga crítica e a tensão crítica de flambagem para cada tipo de tubo.

Tabela 8 Propriedades dos tubos

Material	Diâm. Ext. (mm)	Diam. Int. (mm)	Espes. (mm)	E (Pa)	I (m ⁴)	A (m ²)
Alumínio	25,4	20,1	2,65	8E+10	1,24195E-08	0,000189
Alumínio	25,4	21,4	2	8E+10	1,01367E-08	0,000147
Aço 1010	25,4	22,4	1,5	2E+11	8,07332E-09	0,000113

Tabela 9 Flambagem

Alumínio 1" x 2,65mm			
Tubo	I (m)	P _{cr} (N)	Sigma (Mpa)
1	0,78	16117,72	85,10
2	0,79	15712,26	82,96
3	0,81	14945,92	78,91
4	0,44	50650,93	267,43
5	0,35	80049,14	422,65
6	0,83	14234,32	75,16
7	0,45	48424,79	255,68
8	0,47	44391,22	234,38
9	0,32	95761,91	505,61
10	0,35	80049,14	422,65
11	0,21	222358,72	1174,02

Alumínio 1" x 2,00mm			
Tubo	l (m)	Pcr (N)	Sigma (Mpa)
1	0,78	13155,25	89,48
2	0,79	12824,31	87,22
3	0,81	12198,83	82,97
4	0,44	41341,18	281,18
5	0,35	65335,94	444,38
6	0,83	11618,02	79,02
7	0,45	39524,21	268,82
8	0,47	36232,02	246,43
9	0,32	78160,67	531,61
10	0,35	65335,94	444,38
11	0,21	181488,72	1234,39

Aço 1" x 1,50mm			
Tubo	l (m)	Pcr (N)	Sigma (Mpa)
1	0,78	26193,45	232,57
2	0,79	25534,52	226,72
3	0,81	24289,13	215,66
4	0,44	82314,54	730,87
5	0,35	130090,57	1155,07
6	0,83	23132,67	205,39
7	0,45	78696,77	698,74
8	0,47	72141,67	640,54
9	0,32	155625,93	1381,79
10	0,35	130090,57	1155,07
11	0,21	361362,70	3208,52

Observando as tabelas verifica-se que a carga em compressão necessária para flambar o tubo é elevada em comparação com as cargas em que a estrutura é submetida. Portanto a estrutura não corre o risco de falhar por flambagem.

- **Determinação da frequência natural da estrutura**

É de grande importância a determinação da frequência natural da estrutura, pois como existe uma fonte de excitação proveniente da vibração do motor, a estrutura pode entrar em ressonância com o mesmo e deste modo, deve-se utilizar coxins nos suportes do motor para isolar tal efeito. Com o método dos elementos finitos é possível determinar a frequência natural da estrutura através da análise modal. Com o software Nastran, basta definir o cartão EIGRL e quantos modos de vibração se desejam, e assim será feita a análise considerando os tubos de aço e de alumínio. A tabela 10 mostra os valores encontrados para cada tipo de tubo:

Tabela 10 Frequência natural da estrutura

Material	Diâmetro (mm)	Espessura (mm)	Frequência Natural (Hz)
Alumínio	1"	2	66
Alumínio	1"	2,65	68,5
Aço 1010	1"	1,5	59

• Considerações finais

O projeto da estrutura foi feito considerando diferentes dimensões e materiais do tubo, sendo que um item que deverá ser estudado na construção do veículo é a solda a ser utilizada, pois o alumínio é um material que exige cuidados durante o processo de soldagem. Deve-se levar em consideração durante o processo a concentração de tensões devido ao aquecimento e resfriamento, a alteração de propriedades mecânicas do material na região de solda e a variação de espessura do tubo.

Como o veículo vai rodar na reta infinita do campo de provas da GM, que não possui irregularidades na pista, o caso mais crítico em termos de carregamento é quando a carga de 70kg é colocada antes da prova no arco de proteção da cabeça do piloto, e conforme a análise feita em elementos finitos, as tensões em que a estrutura está submetida são inferiores às tensões de escoamento do material.

Os desenhos com as dimensões da estrutura encontram-se no anexo C.

6. Carenagem

6.1. Introdução

O rápido crescimento da velocidade de processamento dos computadores, bem como sua capacidade de armazenamento, vem tornar possível a análise numérica de fenômenos físicos cada vez mais complexos e variados. A simulação numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor, bastante conhecida como CFD – Computational Fluid Dynamics, teve um desenvolvimento impressionante nos últimos 20 anos. Inicialmente, como uma ferramenta para análise de problemas físicos em nível de investigação científica e, atualmente, como uma ferramenta poderosa para a solução de importantes problemas aplicados da engenharia (Maliska, 1995).

O uso do CFD permite a solução completa para todas as variáveis envolvidas com um custo bastante reduzido quando comparado com a análise experimental. No entanto, a modelagem é uma representação da realidade e deste modo, o resultado nunca será exato como num modelo físico.

Com o objetivo de aumentar a autonomia do veículo, deve-se projetar a carenagem para que a mesma apresente o coeficiente de arrasto menor possível, juntamente com uma pequena área frontal que irá reduzir a força de arrasto aerodinâmico. Sabe-se que o perfil ideal em termos aerodinâmicos é o formato de uma gota, pois a sua cauda reordena o fluxo de ar fazendo com que as moléculas retornem sem grande resistência à sua posição inicial.

Nesta parte do trabalho, será feita a simulação da carenagem a partir de algumas geometrias que serão obtidas através da técnica de brainstorm, tentando aproximá-las ao formato ideal de uma gota.

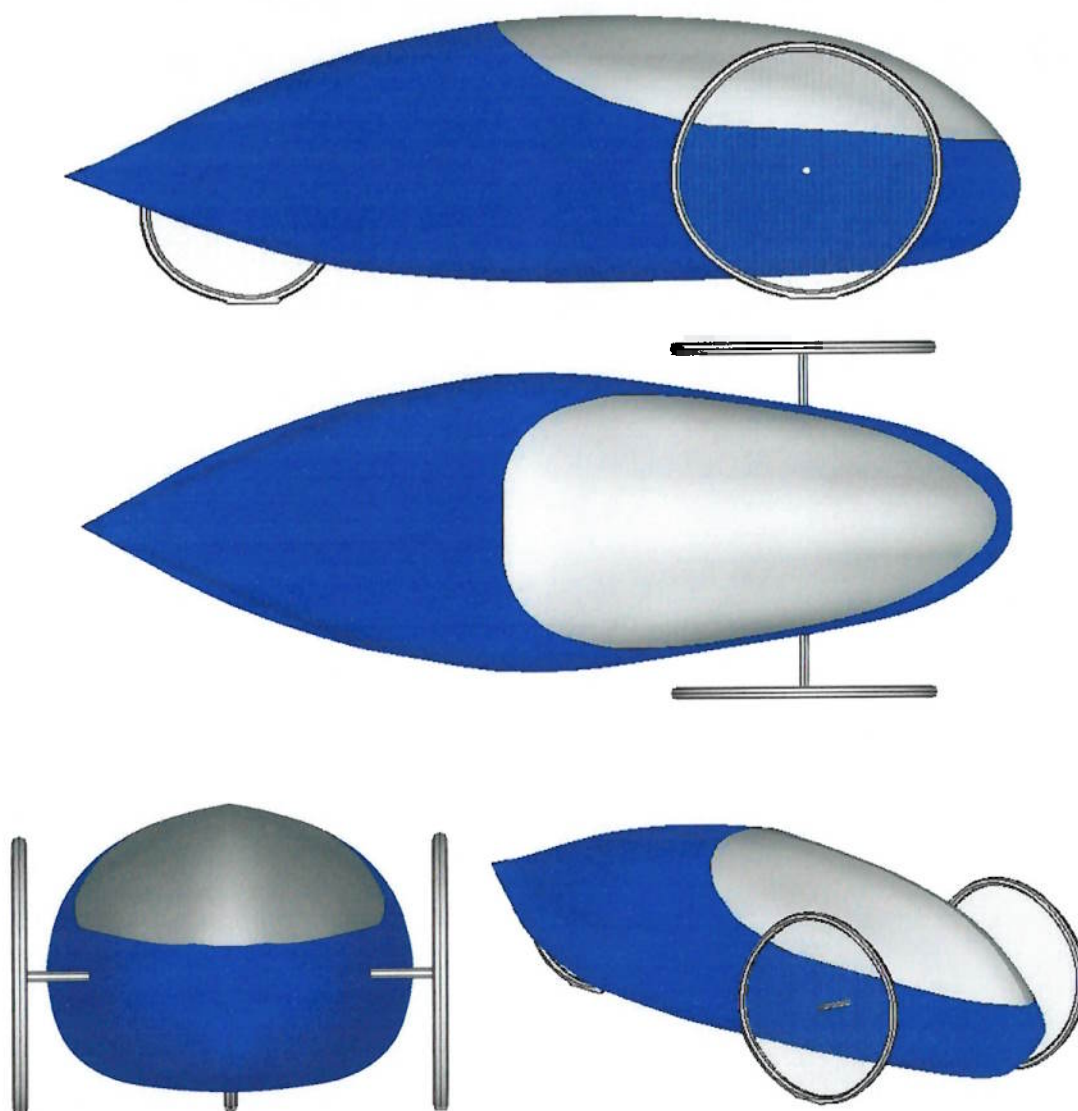
Os softwares utilizados para a análise são:

- Hypermesh e Gambit: Geradores de malha
- Fluent 6.0: software CFD

6.2 Modelos de Carenagens

Neste item serão apresentados os modelos a serem simulados através de CFD que foram obtidos através da técnica de brainstorm. Com a geometria da estrutura já definida é possível determinar as dimensões da carenagem, tornando-se possível a perfeita integração entre os componentes. As carenagens são mostradas nas figuras a seguir:

- **Carenagem 1**



- **Carenagem 2**



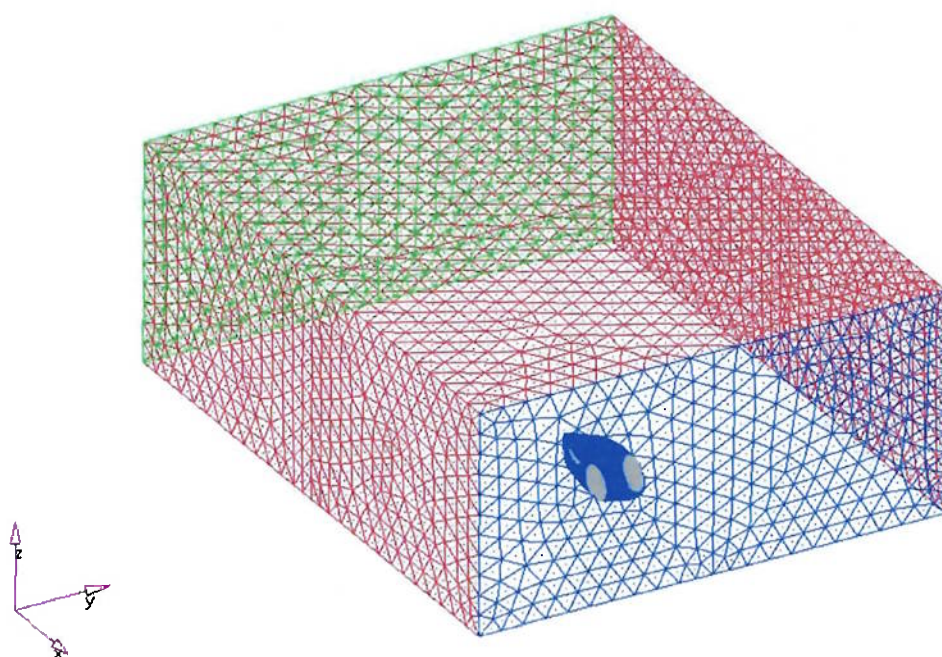
- **Carenagem 3**



6.3 Parâmetros de simulação

Para efetuar as simulações, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- Fluido: ar
- Densidade do ar: $1,225 \text{ kg/m}^3$
- Viscosidade: $1,79 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
- Escoamento em regime permanente
- Velocidade: 50 km/h
- Intensidade de turbulência: 60%
- Escala de turbulência: 0,1 m
- Dimensões do túnel: $10 \times 13 \times 5 \text{ metros}$



Serão simulados três tipos diferentes de carenagem, em que será adotado o método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) para a determinação do campo de velocidades e pressão. Para interpolar a solução será utilizado o método upwind de segunda ordem. Será utilizado o modelo $k-\varepsilon$ de turbulência, que é um modelo semi-empírico baseado no modelo de equações de transporte para a energia cinética de turbulência (k) e sua taxa de dissipação (ε).

6.4 Resultados

Efetuada as simulações, a carenagem que apresentou melhores resultados foi a carenagem 2, que obteve um arrasto aerodinâmico (C_d) de 0,215. Porém, o C_d utilizado por estes veículos nas competições varia de 0,12 a 0,20, e desta forma a geometria da carenagem deve ser modificada para atingir os valores entre a faixa mencionada. Serão feitas mudanças na região da roda traseira, em que o assoalho será rebaixado e a roda coberta com a carenagem. Outra modificação será na parte do bico da carenagem, que será mais pontiaguda e será utilizada uma cobertura no eixo frontal com o formato de uma asa. Estas modificações podem ser vistas na figura 38:

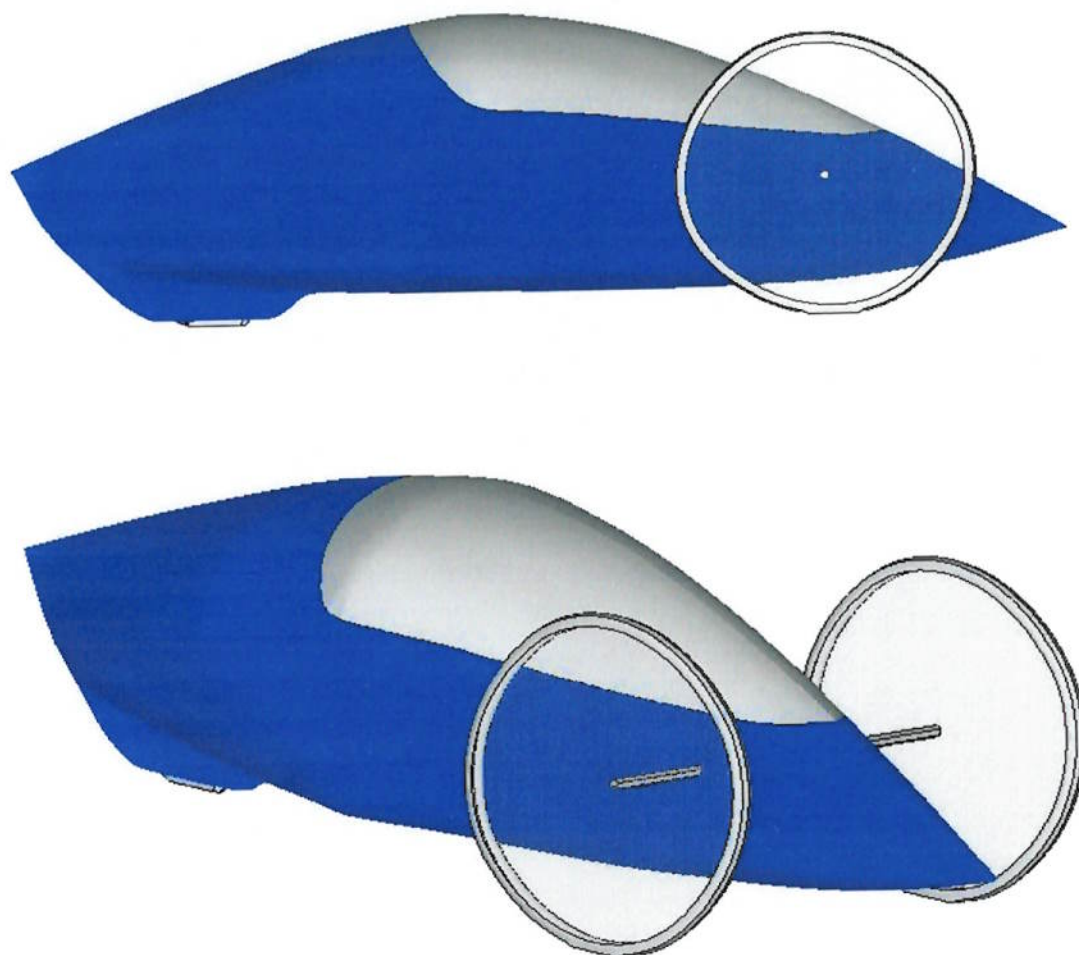
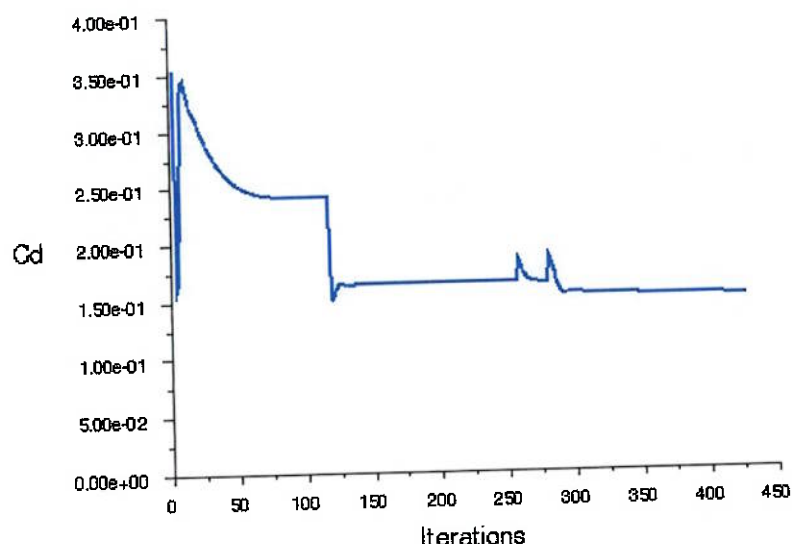


fig. 38 Modificações feitas na carenagem 2

- Simulações:

O C_d final obtido após algumas mudanças na carenagem foi de 0,151 com aproximadamente 450 iterações. A figura 39 mostra o gráfico do C_d :



Drag Convergence

Nov 22, 2005
FLUENT 6.2 (3d, segregated, rke)

fig. 39 Coeficiente de arrasto (C_d)

Inicialmente a simulação foi executada utilizando o método Upwind de primeira ordem, e a queda acentuada da curva ao redor das 120 iterações foi devida a mudança para segunda ordem. Para verificar se houve convergência do resultado, monitoram-se as curvas de velocidade, que devem ser estabilizadas ao longo das iterações. O gráfico da figura 40 mostra estas curvas, em que se percebe que ao passar para o método Upwind de segunda ordem houve uma grande oscilação destas curvas, devido a distorções na malha. Para corrigir estas distorções, refinou-se a malha apenas nas regiões críticas com tamanho do elemento da ordem de 5mm, sendo que o modelo apresentava malha com elementos de 20mm de tamanho. Não foi utilizada uma malha de 5mm no modelo inteiro, pois o tempo de processamento da resposta seria muito longo.

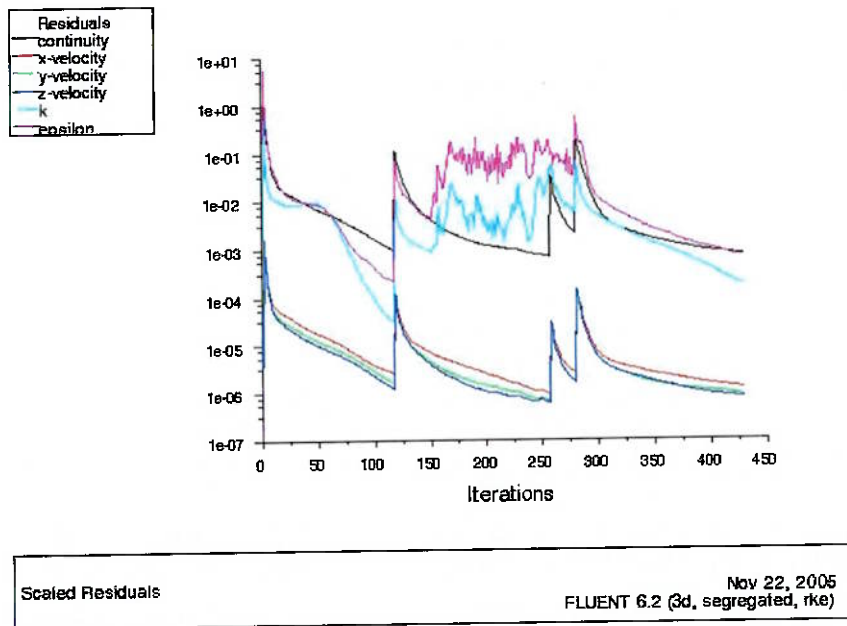


fig. 40 Estabilização dos parâmetros

A seguir serão mostradas as imagens obtidas com o software Fluent.

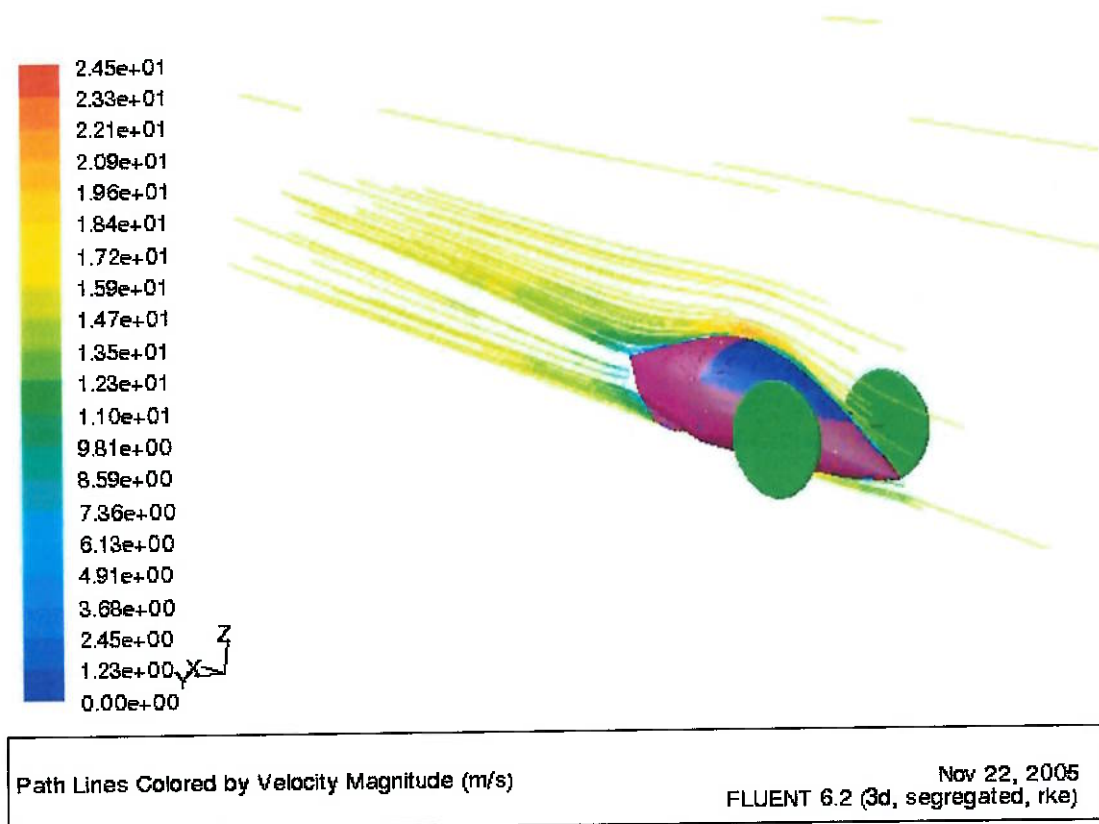


fig. 41 Linhas de fluxo no plano XZ

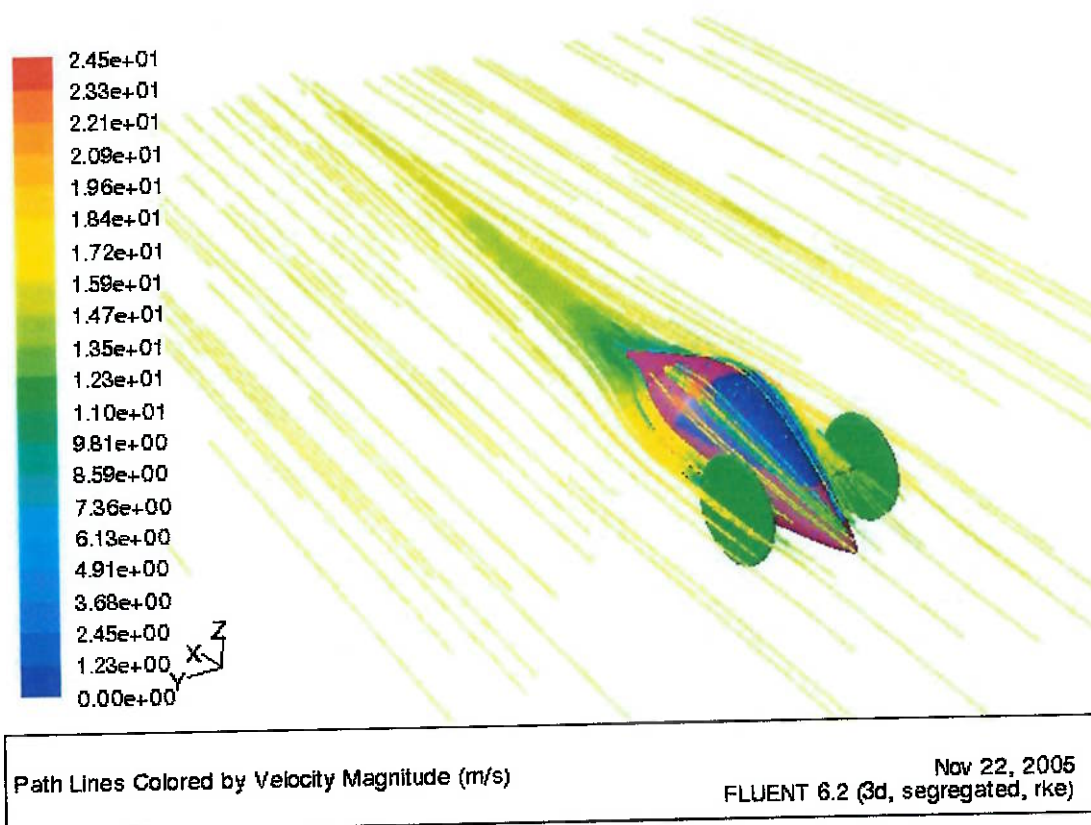


fig. 42 Linhas de fluxo no plano XY

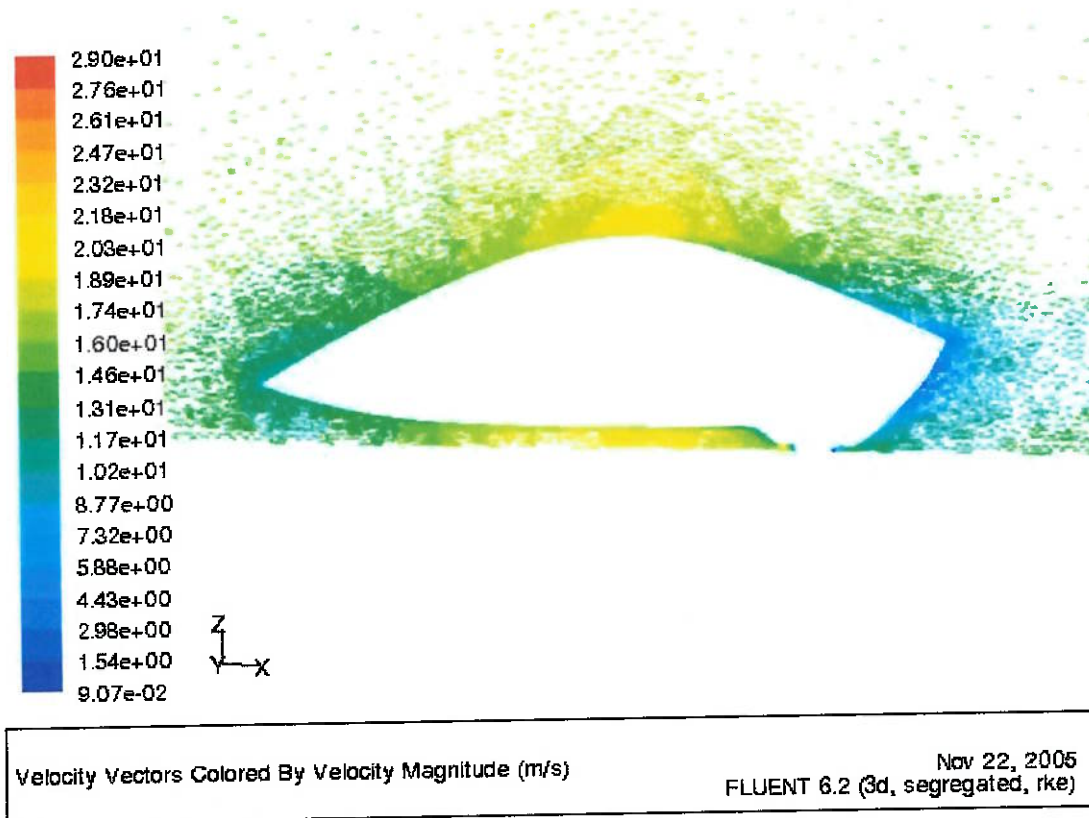


fig. 43 Vetores de velocidade no plano XZ

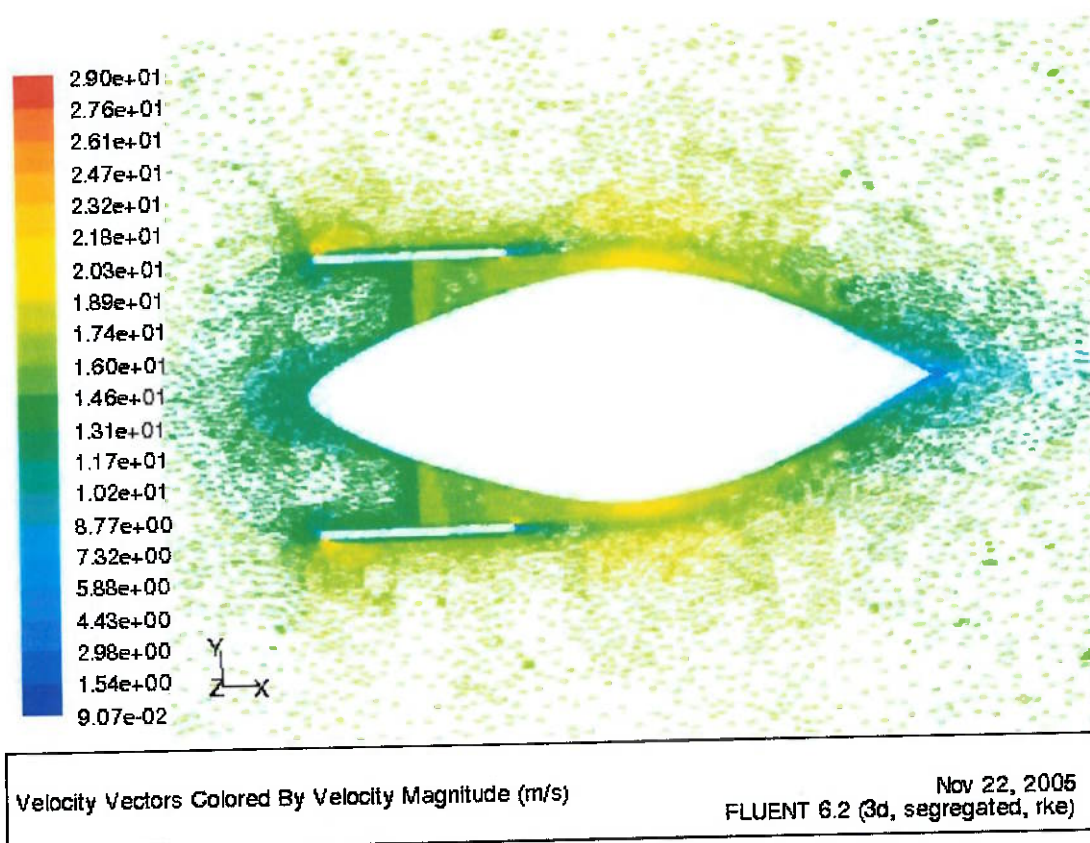


fig. 44 Vetores de velocidade no plano XY

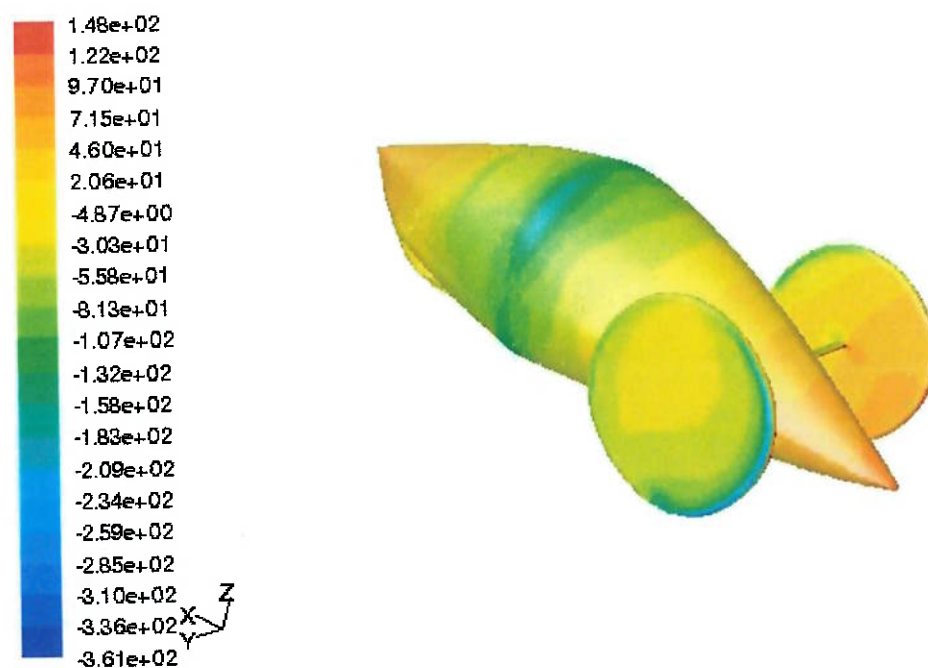
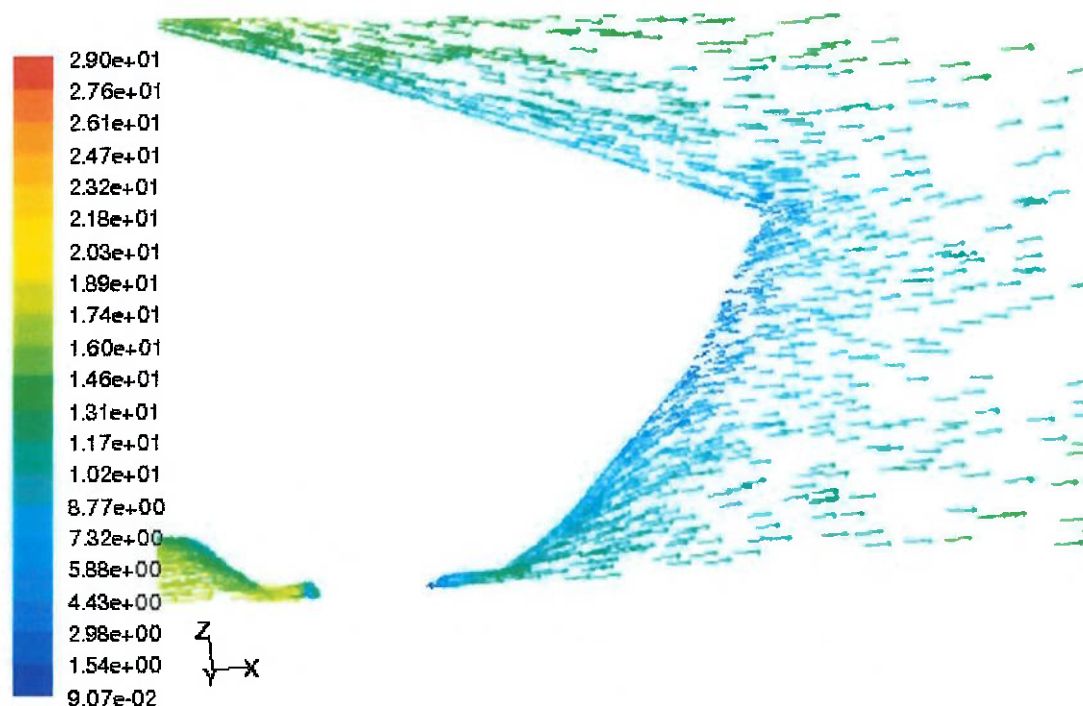


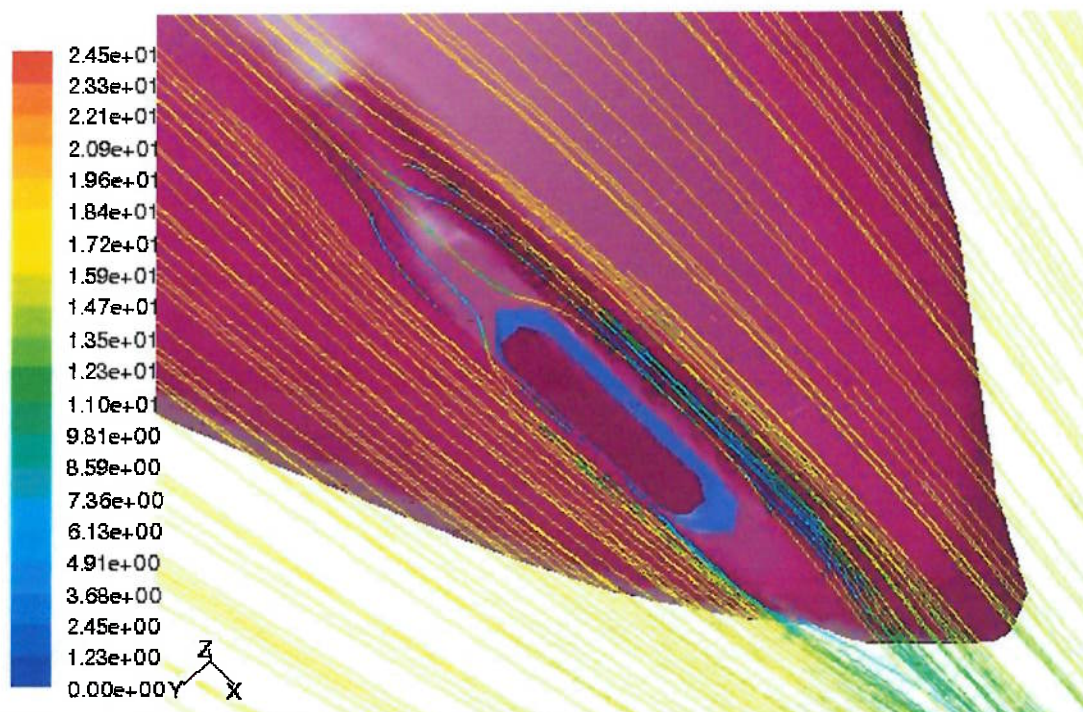
fig. 45 Contorno de intensidade das pressões



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Nov 22, 2005
FLUENT 6.2 (3d, segregated, rke)

fig. 46 Fluxo de ar sem vórtices



Path Lines Colored by Velocity Magnitude (m/s)

Nov 22, 2005
FLUENT 6.2 (3d, segregated, rke)

fig. 47 Linhas de fluxo na roda traseira

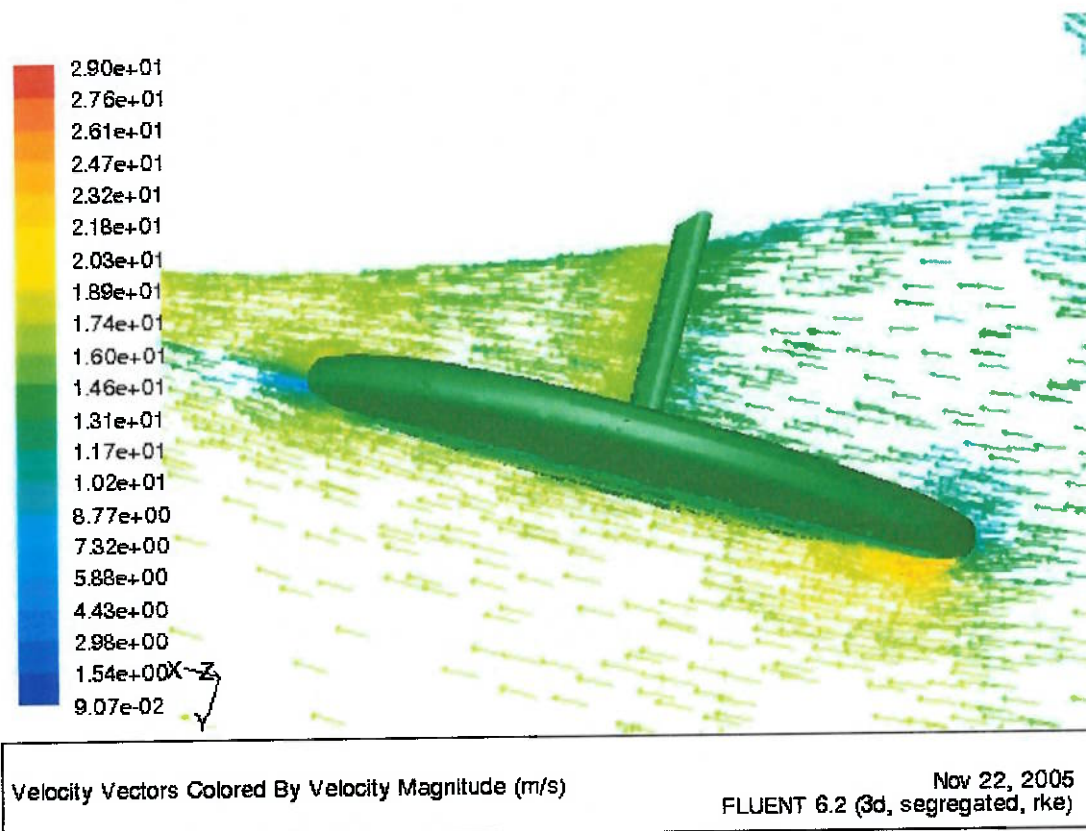


fig. 48 Escoamento na região da roda dianteira

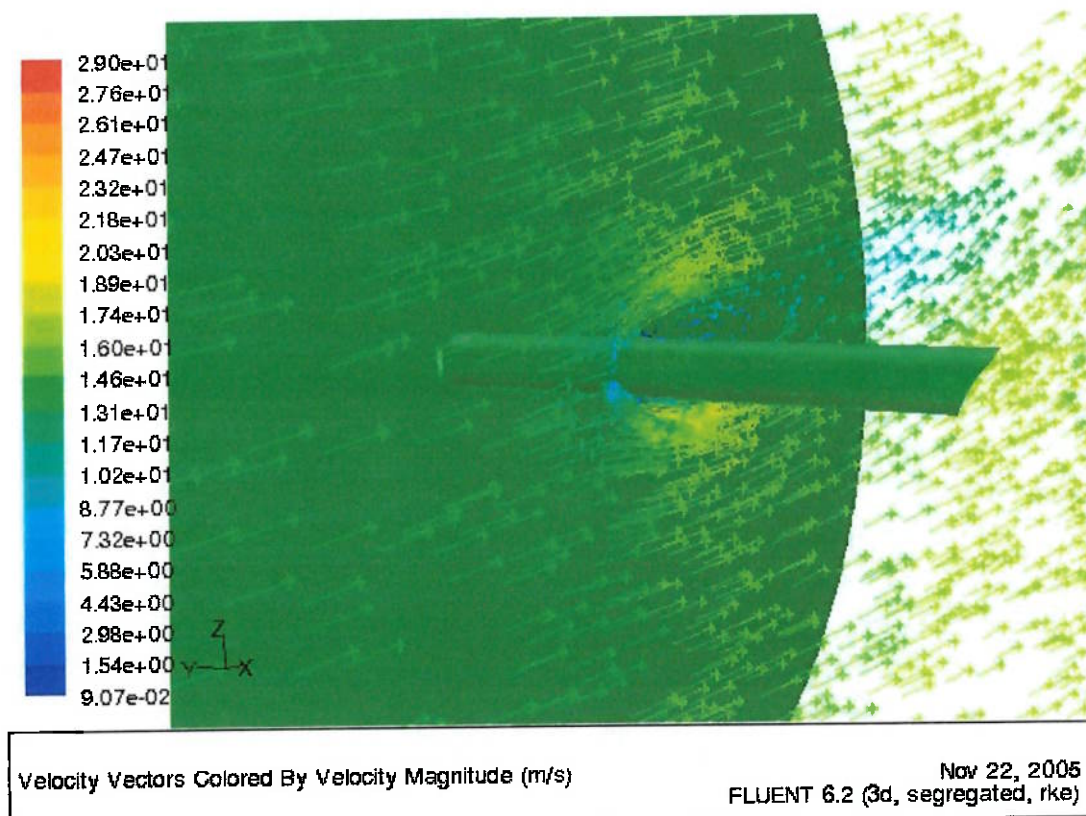


fig. 49 Escoamento ao redor do eixo

- **Considerações finais**

O melhor resultado obtido foi o da carenagem 2 modificada, que obteve um Cd de 0,15. A carenagem deverá ser feita em fibra de vidro e as posições de fixação ideais são as que se situem em regiões da estrutura que apresentem menores deslocamentos. Os pontos vermelhos na figura 39 mostram estas regiões:

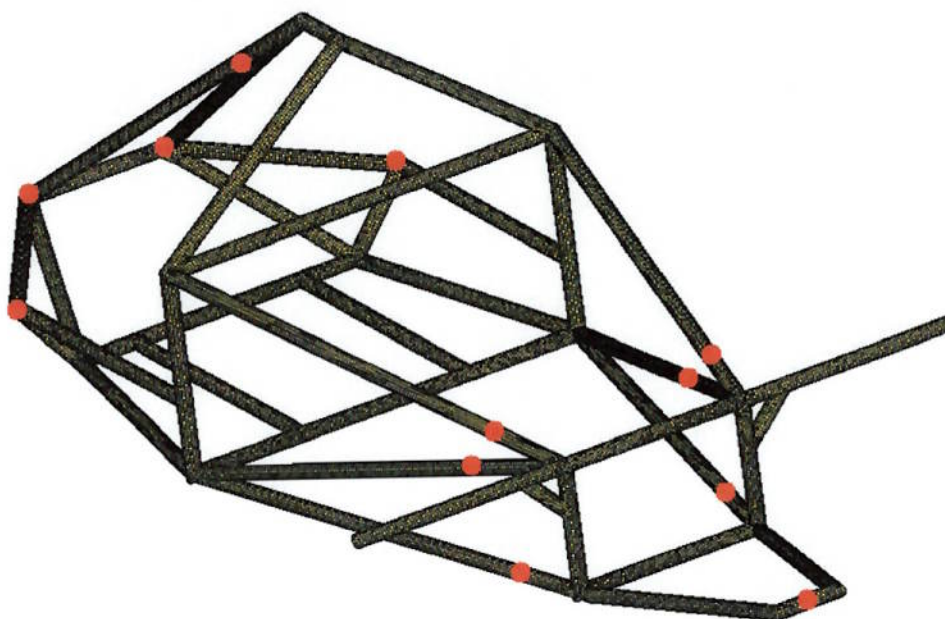


fig. 50 Regiões de fixação da carenagem

A carenagem foi projetada considerando a perfeita integração os componentes. A figura 40 mostra a estrutura no interior da carenagem:

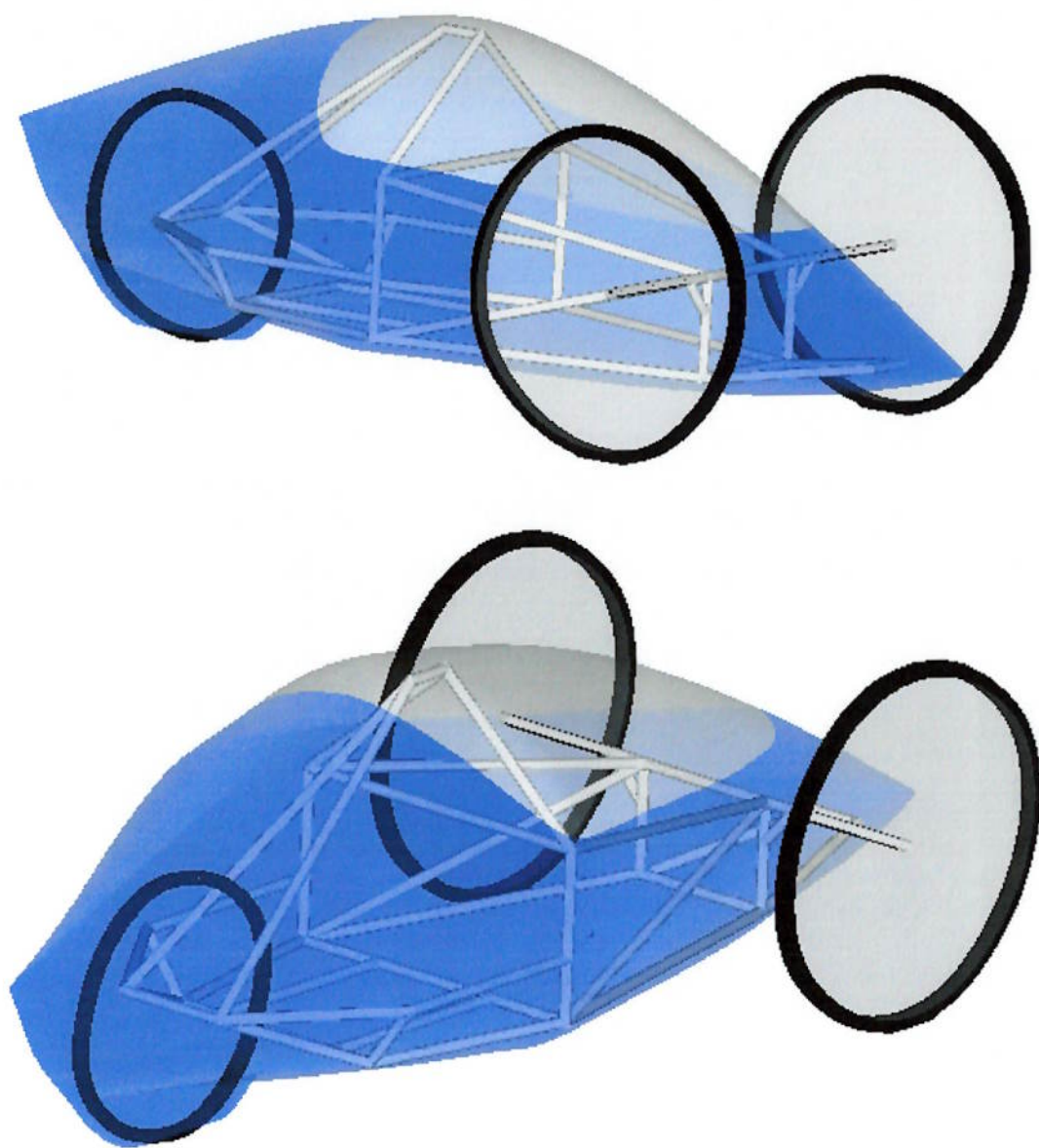


fig. 51 Integração entre os componentes

Os desenhos com as dimensões da carenagem encontram-se no anexo D.

7. Considerações finais:

Com os resultados das simulações pode-se agora refazer os cálculos finais para determinar a autonomia do veículo, pois é conhecido o C_d do veículo, o peso da estrutura e da carenagem.

7.1. Cálculo da autonomia

Refazendo os cálculos utilizando a planilha eletrônica elaborada anteriormente, serão modificados os seguintes parâmetros:

- Peso da estrutura: 15 Kg (Considerando tubos de aço)
- Peso da carenagem: 1,3 Kg (Considerando o material como sendo fibra de vidro com densidade de 100kg/m^3 e 3mm de espessura)
- Coeficiente de arrasto: 0,151
- Área frontal: $0,61\text{ m}^2$
- Relação de transmissão: 9
- Peso do veículo + piloto: 101 kg considerando:
 - piloto: 60kg
 - estrutura: 15kg
 - carenagem: 1,3kg
 - motor: 15kg
 - pneus e rodas: 4kg
 - embreagem: 1kg
 - acessórios: 5kg

Recalculando com os parâmetros acima se chega a uma autonomia de **447 km/l**.

7.2. Verificação do tempo de acoplamento da embreagem

Como o veículo irá utilizar embreagem centrífuga, pode ocorrer escorregamento entre as partes até que ocorra o acoplamento. O fabricante não fornece este tipo de informação e não foram encontradas informações na bibliografia

ou na Internet, portanto será feita uma simulação considerando que a embreagem escorregue por aproximadamente 3 segundos, sem que haja transmissão de torque, apenas considerando o consumo de combustível. Adicionando estes eventos na planilha de cálculo chega-se ao seguinte valor:

- Autonomia considerando escorregamento da embreagem: 445,9 km/l

Percebe-se que o escorregamento da embreagem resulta numa diferença de apenas 1 km/l.

8. Conclusões

Com o estudo realizado foi possível calcular o consumo do veículo, em que segundo os cálculos obteve-se a marca de 447 km/l utilizando um motor de 5,5 HP (GX-160) da Honda movido a gasolina. Deve-se notar que utilizando um motor de menor cilindrada como o GX-22 da Honda, a autonomia em km/l seria menor, pois apesar de seu peso ser três vezes menor, o torque do GX-160 é dez vezes maior e o consumo específico ligeiramente abaixo do GX-22, devido ao melhor rendimento volumétrico do GX-160. Com esse torque pode-se acelerar rapidamente até a velocidade calculada e desta forma o motor ficará menos tempo em funcionamento, consumindo menos combustível.

A Honda fornece poucas informações referentes ao funcionamento do motor, e durante o estudo foi necessário calcular a inércia rotativa das partes internas do motor. O ideal seria através de testes experimentais determinar a inércia e levantar a curva de consumo específico para diversas posições de acelerador do motor, bem como o respectivo torque e com esses dados realizar o procedimento de cálculo mostrado neste trabalho, que leva em consideração as curvas do motor com acelerador todo aberto. Sabe-se que ao dirigir um automóvel, obtemos uma melhor autonomia quando conduzimos o veículo com baixas acelerações, fazendo com que o veículo acelere suavemente. Isto significa que o veículo não está operando com o pedal do acelerador a plena carga, pois caso contrário, estaria sendo desperdiçado combustível. Isto ilustra a importância de se obter as curvas do motor para diversas posições do acelerador, sendo o ideal refazer os cálculos com a condição de posição do acelerador pouco acionado.

Uma forma de otimizar a autonomia do veículo é utilizar um sistema de injeção eletrônica de combustível, como fazem as equipes européias que passam da marca de 1000km/l.

No projeto da estrutura, foi feito o dimensionamento da mesma utilizando diferentes tipos de tubos, chegando-se ao peso de 15kg utilizando aço e 6,6 kg utilizando alumínio.

Por ser um veículo projetado para uma utilização específica, é possível prever com razoável precisão as diversas situações no qual ele irá enfrentar. Utilizando-se

desta vantagem, pode-se dimensionar a estrutura para trabalhar em seu limite devendo-se tomar cuidado com condições um pouco mais imprevisíveis como o transporte do veículo, que poderá sofrer impactos não previstos no projeto, ou mesmo a entrada e saída do piloto no veículo que deverá estar atento para não se apoiar numa região frágil, podendo comprometer a estrutura.

Através das simulações em CFD, foi possível projetar uma carenagem que apresentasse um coeficiente de arrasto aerodinâmico de apenas 0,15 , colaborando para reduzir o consumo do veículo.

9. Bibliografia

1. Ashby, M. F. Materials Selection in Mechanical Design. Oxford 1992
2. Garcia, O. Motores de Combustão Interna. 1989
3. Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.
4. Heldt, P.M. High Speed Combustion Engines. Chilton Company, 1956.
5. Maliska, C.R., 1995, "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional", LTC Editora, 1995.
6. Shigley, J.E. Elementos de Máquinas. Michigan. Livros técnicos e Científicos editora, 1981. V1
7. Stone, R. Automotive Engineering Fundamentals. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2004.
8. DAIDO, Catálogo de Corrente de Transmissão de Rolo
9. SKF, Catálogo Geral de Rolamentos, Catálogo 3000PB
10. <http://www.honda.com>
11. <http://www.users.globalnet.co.uk/~hadland/lafford.htm>
12. <http://xoomgear.com/mountainbikegear/wheels>
13. http://www.aafla.org/SportsLibrary/Outing/Volume_02/outII02/outII021.pdf

ANEXO A

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	123,96	78,43	94,09	-1,09	0,05	123,76	1087,99	1089,71	0
2	123,76	78,18	93,83	-1,08	0,05	123,57	1089,71	1091,43	0
3	123,57	77,94	93,58	-1,08	0,05	123,37	1091,43	1093,14	0
4	123,37	77,69	93,32	-1,08	0,05	123,18	1093,14	1094,85	0
5	123,18	77,45	93,06	-1,07	0,05	122,99	1094,85	1096,56	0
6	122,99	77,20	92,81	-1,07	0,05	122,79	1096,56	1098,27	0
7	122,79	76,96	92,56	-1,07	0,05	122,60	1098,27	1099,98	0
8	122,60	76,72	92,31	-1,07	0,05	122,41	1099,98	1101,68	0
9	122,41	76,48	92,06	-1,06	0,05	122,22	1101,68	1103,38	0
10	122,22	76,24	91,81	-1,06	0,05	122,03	1103,38	1105,07	0
11	122,03	76,00	91,56	-1,06	0,05	121,84	1105,07	1106,77	0
12	121,84	75,77	91,31	-1,05	0,05	121,65	1106,77	1108,46	0
13	121,65	75,53	91,06	-1,05	0,05	121,46	1108,46	1110,14	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
438	70,07	25,06	37,77	-0,44	0,05	69,99	1652,07	1653,05	0
439	69,99	25,01	37,71	-0,44	0,05	69,92	1653,05	1654,02	0
440	69,92	24,95	37,65	-0,43	0,05	69,84	1654,02	1654,99	0
441	69,84	24,89	37,59	-0,43	0,05	69,76	1654,99	1655,96	0
442	69,76	24,84	37,53	-0,43	0,05	69,68	1655,96	1656,93	0
443	69,68	24,78	37,47	-0,43	0,05	69,60	1656,93	1657,89	0
444	69,60	24,73	37,41	-0,43	0,05	69,53	1657,89	1658,86	0
445	69,53	24,67	37,35	-0,43	0,05	69,45	1658,86	1659,82	0
446	69,45	24,62	37,29	-0,43	0,05	69,37	1659,82	1660,79	0
447	69,37	24,56	37,23	-0,43	0,05	69,29	1660,79	1661,75	0
448	69,29	24,51	37,17	-0,43	0,05	69,22	1661,75	1662,71	0
449	69,22	24,45	37,11	-0,43	0,05	69,14	1662,71	1663,67	0
450	69,14	24,40	37,05	-0,43	0,05	69,06	1663,67	1664,63	0
451	69,06	24,34	36,99	-0,43	0,05	68,98	1664,63	1665,59	0
452	68,98	24,29	36,94	-0,43	0,05	68,91	1665,59	1666,55	0
453	68,91	24,24	36,88	-0,43	0,05	68,83	1666,55	1667,51	0

Distancia total 1667,51 m

Dados Iniciais	
Ro (kg/m³)	1,225
A (m²)	0,6
Cd	0,18
le (kgm²)	0,00166
lt (kgm²)	0,0014
lw (kg/m²)	0,25
rr (m)	0,274
rf (m)	0,35
Ntff	4
η	0,98
M (kg)	90

Dados Iniciais	
W (N)	882
Wr (N)	573
Wf (N)	309
μr	0,0015
d	0,02
ρc (kg/litro)	0,76
V inicial (km/h)	51,65
V final (km/h)	92,97

Equacionamento para Ntf = 4

Consumo 168,2654 km/l

Período de aceleração

	Vo (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	Te (Nm)	n (rpm)	a (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	nf (rpm)	So (m)	Sf (m)	Ce	Pot (kW)	km/l
1	51,65	13,62	25,31	10,28	2000	1,296	0,1	52,12	2018	0	1,44	0,64	2,15	28,79
2	52,12	13,86	25,59	10,32	2018	1,299	0,1	52,58	2036	1,44	2,90	0,61	2,18	29,89
3	52,58	14,11	25,86	10,36	2036	1,302	0,1	53,05	2054	2,90	4,36	0,59	2,21	31,02
4	53,05	14,37	26,14	10,40	2054	1,304	0,1	53,52	2073	4,36	5,84	0,57	2,24	32,17
5	53,52	14,62	26,42	10,43	2073	1,306	0,1	53,99	2091	5,84	7,34	0,54	2,26	33,35
6	53,99	14,88	26,70	10,46	2091	1,308	0,1	54,46	2109	7,34	8,84	0,52	2,29	34,56
7	54,46	15,14	26,99	10,49	2109	1,310	0,1	54,94	2127	8,84	10,36	0,50	2,32	35,77
8	54,94	15,40	27,28	10,52	2127	1,311	0,1	55,41	2146	10,36	11,89	0,49	2,34	37,00
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
94	90,56	41,86	55,69	9,88	3507	0,912	0,1	90,89	3520	186,87	189,39	0,45	3,63	42,55
95	90,89	42,17	56,01	9,87	3520	0,907	0,1	91,22	3532	189,39	191,92	0,45	3,64	42,13
96	91,22	42,47	56,34	9,86	3532	0,902	0,1	91,54	3545	191,92	194,46	0,46	3,65	41,70
97	91,54	42,77	56,66	9,85	3545	0,897	0,1	91,87	3557	194,46	197,01	0,46	3,66	41,26
98	91,87	43,08	56,98	9,84	3557	0,892	0,1	92,19	3570	197,01	199,56	0,47	3,67	40,82
99	92,19	43,38	57,29	9,83	3570	0,887	0,1	92,51	3582	199,56	202,13	0,47	3,68	40,37
100	92,51	43,68	57,61	9,82	3582	0,882	0,1	92,82	3594	202,13	204,70	0,48	3,68	39,91
Média (km/l)													48,80	

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	92,82	43,98	57,93	-0,671	0,1	92,58	204,7	207,27	0
2	92,58	43,75	57,69	-0,668	0,1	92,34	207,27	209,84	0
3	92,34	43,52	57,45	-0,665	0,1	92,10	209,84	212,40	0
4	92,10	43,29	57,21	-0,662	0,1	91,86	212,40	214,96	0
5	91,86	43,07	56,97	-0,660	0,1	91,62	214,96	217,51	0
6	91,62	42,85	56,74	-0,657	0,1	91,39	217,51	220,05	0
7	91,39	42,63	56,50	-0,654	0,1	91,15	220,05	222,59	0
8	91,15	42,41	56,27	-0,651	0,1	90,92	222,59	225,11	0
9	90,92	42,19	56,04	-0,649	0,1	90,68	225,11	227,64	0
10	90,68	41,97	55,81	-0,646	0,1	90,45	227,64	230,15	0
11	90,45	41,76	55,58	-0,644	0,1	90,22	230,15	232,66	0
12	90,22	41,54	55,35	-0,641	0,1	89,99	232,66	235,16	0
13	89,99	41,33	55,13	-0,638	0,1	89,76	235,16	237,66	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
245	53,35	14,53	26,32	-0,305	0,1	53,24	682,52	684,00	0
246	53,24	14,47	26,25	-0,304	0,1	53,13	684,00	685,48	0
247	53,13	14,41	26,19	-0,303	0,1	53,02	685,48	686,95	0
248	53,02	14,35	26,12	-0,302	0,1	52,91	686,95	688,42	0
249	52,91	14,29	26,06	-0,302	0,1	52,81	688,42	689,89	0
250	52,81	14,23	25,99	-0,301	0,1	52,70	689,89	691,36	0
251	52,70	14,17	25,93	-0,300	0,1	52,59	691,36	692,82	0
252	52,59	14,12	25,86	-0,299	0,1	52,48	692,82	694,28	0
253	52,48	14,06	25,80	-0,299	0,1	52,37	694,28	695,73	0
254	52,37	14,00	25,74	-0,298	0,1	52,27	695,73	697,19	0
255	52,27	13,94	25,67	-0,297	0,1	52,16	697,19	698,64	0
256	52,16	13,89	25,61	-0,297	0,1	52,05	698,64	700,09	0
257	52,05	13,83	25,55	-0,296	0,1	51,95	700,09	701,53	0
258	51,95	13,77	25,49	-0,295	0,1	51,84	701,53	702,97	0
259	51,84	13,72	25,42	-0,294	0,1	51,73	702,97	704,41	0
260	51,73	13,66	25,36	-0,294	0,1	51,63	704,41	705,85	0

Distancia total 705,85 m

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	74,60	28,41	41,36	-0,481	0,1	74,43	91,17	93,24	0
2	74,43	28,27	41,22	-0,479	0,1	74,25	93,24	95,30	0
3	74,25	28,14	41,08	-0,478	0,1	74,08	95,30	97,37	0
4	74,08	28,01	40,94	-0,476	0,1	73,91	97,37	99,42	0
5	73,91	27,88	40,80	-0,475	0,1	73,74	99,42	101,47	0
6	73,74	27,75	40,66	-0,473	0,1	73,57	101,47	103,52	0
7	73,57	27,63	40,52	-0,471	0,1	73,40	103,52	105,56	0
8	73,40	27,50	40,39	-0,470	0,1	73,23	105,56	107,59	0
9	73,23	27,37	40,25	-0,468	0,1	73,06	107,59	109,63	0
10	73,06	27,25	40,12	-0,467	0,1	72,89	109,63	111,65	0
11	72,89	27,12	39,98	-0,465	0,1	72,73	111,65	113,68	0
12	72,73	27,00	39,85	-0,464	0,1	72,56	113,68	115,69	0
13	72,56	26,87	39,72	-0,462	0,1	72,39	115,69	117,71	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
265	42,66	9,29	20,49	-0,238	0,1	42,58	507,45	508,64	0
266	42,58	9,25	20,45	-0,238	0,1	42,49	508,64	509,82	0
267	42,49	9,22	20,41	-0,237	0,1	42,41	509,82	511,00	0
268	42,41	9,18	20,37	-0,237	0,1	42,32	511,00	512,17	0
269	42,32	9,14	20,33	-0,236	0,1	42,24	512,17	513,35	0
270	42,24	9,11	20,29	-0,236	0,1	42,15	513,35	514,52	0
271	42,15	9,07	20,24	-0,235	0,1	42,07	514,52	515,69	0
272	42,07	9,03	20,20	-0,235	0,1	41,98	515,69	516,86	0
273	41,98	9,00	20,16	-0,235	0,1	41,90	516,86	518,02	0
274	41,90	8,96	20,12	-0,234	0,1	41,81	518,02	519,19	0
275	41,81	8,92	20,08	-0,234	0,1	41,73	519,19	520,35	0
276	41,73	8,89	20,04	-0,233	0,1	41,65	520,35	521,50	0
277	41,65	8,85	20,00	-0,233	0,1	41,56	521,50	522,66	0
278	41,56	8,82	19,96	-0,232	0,1	41,48	522,66	523,81	0
279	41,48	8,78	19,92	-0,232	0,1	41,39	523,81	524,96	0
280	41,39	8,75	19,88	-0,231	0,1	41,31	524,96	526,11	0

Distancia total 526,11 m

Dados Iniciais	
Ro (kg/m³)	1,225
A (m²)	0,6
Cd	0,18
le (kgm²)	0,00166
lt (kgm²)	0,0029
lw (kg/m²)	0,25
rr (m)	0,274
rf (m)	0,35
Ntf	6
η	0,98
M (kg)	90

Dados Iniciais	
W (N)	882
Wr (N)	573
Wf (N)	309
μr	0,0015
d	0,02
ρc (kg/litro)	0,76
V inicial (km/h)	34,43
V final (km/h)	61,98

Análise de sensibilidade com $t=0,1s$

Equacionamento para Ntf = 6

Consumo	271,09	km/l
---------	--------	------

Período de aceleração

	Vo (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	Te (Nm)	n (rpm)	a (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	nf (rpm)	So (m)	Sf (m)	Ce	Pot (kW)	km/l
1	34,43	6,05	16,80	10,28	2000	2,13	0,1	35,20	2045	0,00	0,97	0,64	2,15	19,44
2	35,20	6,32	17,12	10,38	2045	2,15	0,1	35,97	2090	0,97	1,96	0,58	2,22	21,30
3	35,97	6,61	17,44	10,46	2090	2,17	0,1	36,75	2135	1,96	2,97	0,52	2,29	23,28
4	36,75	6,89	17,77	10,53	2135	2,18	0,1	37,54	2180	2,97	4,00	0,48	2,35	25,32
5	37,54	7,19	18,11	10,59	2180	2,19	0,1	38,33	2226	4,00	5,05	0,44	2,42	27,40
6	38,33	7,50	18,46	10,64	2226	2,20	0,1	39,12	2272	5,05	6,13	0,41	2,48	29,44
7	39,12	7,81	18,82	10,68	2272	2,20	0,1	39,91	2318	6,13	7,22	0,38	2,54	31,39
8	39,91	8,13	19,18	10,71	2318	2,21	0,1	40,70	2364	7,22	8,34	0,36	2,60	33,17
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
31	57,43	16,84	28,85	10,05	3336	1,96	0,1	58,14	3377	38,44	40,04	0,40	3,51	31,68
32	58,14	17,25	29,30	10,01	3377	1,94	0,1	58,84	3418	40,04	41,67	0,41	3,54	31,05
33	58,84	17,67	29,76	9,97	3418	1,93	0,1	59,53	3458	41,67	43,31	0,42	3,57	30,36
34	59,53	18,09	30,22	9,93	3458	1,91	0,1	60,22	3498	43,31	44,97	0,43	3,60	29,60
35	60,22	18,51	30,68	9,89	3498	1,90	0,1	60,91	3538	44,97	46,66	0,44	3,62	28,78
36	60,91	18,93	31,14	9,86	3538	1,89	0,1	61,59	3577	46,66	48,36	0,46	3,65	27,89
37	61,59	19,36	31,60	9,83	3577	1,88	0,1	62,26	3616	48,36	50,08	0,48	3,68	26,93

Média (km/l)

32,72

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	61,59	19,36	31,60	-0,371	0,1	61,46	50,08	51,79	0
2	61,46	19,28	31,51	-0,370	0,1	61,32	51,79	53,49	0
3	61,32	19,19	31,42	-0,368	0,1	61,19	53,49	55,20	0
4	61,19	19,11	31,33	-0,367	0,1	61,06	55,20	56,89	0
5	61,06	19,03	31,24	-0,366	0,1	60,93	56,89	58,59	0
6	60,93	18,95	31,15	-0,365	0,1	60,80	58,59	60,28	0
7	60,80	18,87	31,06	-0,364	0,1	60,66	60,28	61,97	0
8	60,66	18,78	30,97	-0,363	0,1	60,53	61,97	63,65	0
9	60,53	18,70	30,89	-0,362	0,1	60,40	63,65	65,33	0
10	60,40	18,62	30,80	-0,361	0,1	60,27	65,33	67,00	0
11	60,27	18,54	30,71	-0,360	0,1	60,14	67,00	68,68	0
12	60,14	18,46	30,62	-0,359	0,1	60,01	68,68	70,35	0
13	60,01	18,38	30,54	-0,358	0,1	59,89	70,35	72,01	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
267	35,57	6,46	17,27	-0,203	0,1	35,50	399,36	400,35	0
268	35,50	6,43	17,24	-0,202	0,1	35,42	400,35	401,33	0
269	35,42	6,41	17,21	-0,202	0,1	35,35	401,33	402,31	0
270	35,35	6,38	17,18	-0,201	0,1	35,28	402,31	403,29	0
271	35,28	6,35	17,15	-0,201	0,1	35,21	403,29	404,27	0
272	35,21	6,33	17,12	-0,201	0,1	35,14	404,27	405,25	0
273	35,14	6,30	17,09	-0,200	0,1	35,06	405,25	406,23	0
274	35,06	6,28	17,06	-0,200	0,1	34,99	406,23	407,20	0
275	34,99	6,25	17,03	-0,200	0,1	34,92	407,20	408,17	0
276	34,92	6,22	17,00	-0,199	0,1	34,85	408,17	409,14	0
277	34,85	6,20	16,97	-0,199	0,1	34,78	409,14	410,11	0
278	34,78	6,17	16,94	-0,199	0,1	34,70	410,11	411,07	0
279	34,70	6,15	16,91	-0,198	0,1	34,63	411,07	412,03	0
280	34,63	6,12	16,89	-0,198	0,1	34,56	412,03	412,99	0
281	34,56	6,10	16,86	-0,198	0,1	34,49	412,99	413,95	0
282	34,49	6,07	16,83	-0,197	0,1	34,42	413,95	414,91	0

Distancia total 414,91 m

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	53,60	14,66	26,47	-0,315	0,1	53,49	31,36	32,85	0
2	53,49	14,60	26,40	-0,314	0,1	53,37	32,85	34,33	0
3	53,37	14,54	26,33	-0,313	0,1	53,26	34,33	35,81	0
4	53,26	14,48	26,26	-0,312	0,1	53,15	35,81	37,29	0
5	53,15	14,42	26,20	-0,312	0,1	53,04	37,29	38,77	0
6	53,04	14,36	26,13	-0,311	0,1	52,92	38,77	40,24	0
7	52,92	14,30	26,06	-0,310	0,1	52,81	40,24	41,71	0
8	52,81	14,24	26,00	-0,309	0,1	52,70	41,71	43,17	0
9	52,70	14,18	25,93	-0,308	0,1	52,59	43,17	44,63	0
10	52,59	14,12	25,86	-0,308	0,1	52,48	44,63	46,09	0
11	52,48	14,06	25,80	-0,307	0,1	52,37	46,09	47,55	0
12	52,37	14,00	25,73	-0,306	0,1	52,26	47,55	49,00	0
13	52,26	13,94	25,67	-0,305	0,1	52,15	49,00	50,45	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
271	30,54	4,76	15,30	-0,182	0,1	30,47	338,98	339,83	0
272	30,47	4,74	15,27	-0,182	0,1	30,41	339,83	340,67	0
273	30,41	4,72	15,25	-0,181	0,1	30,34	340,67	341,51	0
274	30,34	4,70	15,23	-0,181	0,1	30,28	341,51	342,36	0
275	30,28	4,68	15,20	-0,181	0,1	30,21	342,36	343,20	0
276	30,21	4,66	15,18	-0,181	0,1	30,15	343,20	344,04	0
277	30,15	4,64	15,16	-0,180	0,1	30,08	344,04	344,87	0
278	30,08	4,62	15,13	-0,180	0,1	30,02	344,87	345,71	0
279	30,02	4,60	15,11	-0,180	0,1	29,95	345,71	346,54	0
280	29,95	4,58	15,09	-0,179	0,1	29,89	346,54	347,37	0
281	29,89	4,56	15,06	-0,179	0,1	29,82	347,37	348,20	0
282	29,82	4,54	15,04	-0,179	0,1	29,76	348,20	349,03	0
283	29,76	4,52	15,02	-0,179	0,1	29,70	349,03	349,85	0
284	29,70	4,50	14,99	-0,178	0,1	29,63	349,85	350,68	0
285	29,63	4,48	14,97	-0,178	0,1	29,57	350,68	351,50	0
286	29,57	4,46	14,95	-0,178	0,1	29,50	351,50	352,32	0

Distancia total 352,32 m

Dados Iniciais	
Ro (kg/m ³)	1,225
A (m ²)	0,6
Cd	0,18
le (kgm ²)	0,00166
lt (kgm ²)	0,0052
lw (kg/m ²)	0,25
rr (m)	0,274
rf (m)	0,35
Ntf	8
η	0,98
M (kg)	90

Dados iniciais	
W (N)	882
Wr (N)	573
Wf (N)	309
μr	0,0015
d	0,02
ρc (kg/litro)	0,76
V inicial(km/h)	25,82
V final (km/h)	46,48

Equacionamento para $N_{tf} = 8$

Consumo	350,48	km/l
----------------	---------------	-------------

Período de aceleração

[illegible]

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	46,22	10,90	22,30	-0,271	0,1	46,12	20,11	21,39	0
2	46,12	10,86	22,25	-0,271	0,1	46,02	21,39	22,67	0
3	46,02	10,81	22,20	-0,270	0,1	45,93	22,67	23,95	0
4	45,93	10,77	22,15	-0,269	0,1	45,83	23,95	25,22	0
5	45,83	10,72	22,10	-0,269	0,1	45,73	25,22	26,50	0
6	45,73	10,68	22,05	-0,268	0,1	45,64	26,50	27,76	0
7	45,64	10,63	22,00	-0,267	0,1	45,54	27,76	29,03	0
8	45,54	10,59	21,95	-0,267	0,1	45,45	29,03	30,29	0
9	45,45	10,54	21,90	-0,266	0,1	45,35	30,29	31,56	0
10	45,35	10,50	21,85	-0,266	0,1	45,25	31,56	32,81	0
11	45,25	10,45	21,80	-0,265	0,1	45,16	32,81	34,07	0
12	45,16	10,41	21,75	-0,264	0,1	45,06	34,07	35,32	0
13	45,06	10,36	21,70	-0,264	0,1	44,97	35,32	36,57	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
254	26,81	3,67	14,00	-0,170	0,1	26,75	271,43	272,17	0
255	26,75	3,65	13,98	-0,170	0,1	26,69	272,17	272,91	0
256	26,69	3,63	13,96	-0,170	0,1	26,62	272,91	273,65	0
257	26,62	3,62	13,94	-0,170	0,1	26,56	273,65	274,39	0
258	26,56	3,60	13,92	-0,169	0,1	26,50	274,39	275,13	0
259	26,50	3,59	13,90	-0,169	0,1	26,44	275,13	275,86	0
260	26,44	3,57	13,88	-0,169	0,1	26,38	275,86	276,60	0
261	26,38	3,55	13,86	-0,169	0,1	26,32	276,60	277,33	0
262	26,32	3,54	13,84	-0,168	0,1	26,26	277,33	278,06	0
263	26,26	3,52	13,82	-0,168	0,1	26,20	278,06	278,79	0
264	26,20	3,50	13,80	-0,168	0,1	26,14	278,79	279,52	0
265	26,14	3,49	13,78	-0,168	0,1	26,08	279,52	280,24	0
266	26,08	3,47	13,77	-0,167	0,1	26,02	280,24	280,96	0
267	26,02	3,46	13,75	-0,167	0,1	25,96	280,96	281,69	0
268	25,96	3,44	13,73	-0,167	0,1	25,90	281,69	282,41	0
269	25,90	3,42	13,71	-0,167	0,1	25,84	282,41	283,13	0

Distancia total 283,13 m

Dados Iniciais	
Ro (kg/m³)	1,225
A (m²)	0,6
Cd	0,18
Ie (kgm²)	0,00166
It (kgm²)	0,0065
Iw (kg/m²)	0,25
rr (m)	0,274
rf (m)	0,35
Ntf	9
η	0,98
M (kg)	90

Dados Iniciais	
W (N)	882
Wr (N)	573
Wf (N)	309
μr	0,0015
d	0,02
p c (kg/litro)	0,76
V inicial (km/h)	22,95
V final (km/h)	41,32

Equacionamento para Ntf = 9

Consumo 366,89 km/l

Periodo de aceleração

	Vo (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	Te (Nm)	n (rpm)	a (m/s²)	t (s)	Vf (km/h)	nf (rpm)	So (m)	Sf (m)	Ce	Pot (kW)	km/l
1	22,95	2,69	12,81	10,28	2000	3,116	0,1	24,07	2097	0	0,65	0,64	2,15	13,29
2	24,07	2,96	13,14	10,47	2097	3,172	0,1	25,21	2197	0,65	1,34	0,52	2,30	16,15
3	25,21	3,24	13,49	10,61	2197	3,212	0,1	26,37	2298	1,34	2,05	0,43	2,44	19,22
4	26,37	3,55	13,86	10,70	2298	3,236	0,1	27,53	2399	2,05	2,80	0,37	2,57	22,11
5	27,53	3,87	14,24	10,74	2399	3,247	0,1	28,70	2501	2,80	3,58	0,33	2,70	24,37
6	28,70	4,21	14,64	10,75	2501	3,245	0,1	29,87	2603	3,58	4,40	0,31	2,82	25,72
7	29,87	4,55	15,06	10,73	2603	3,233	0,1	31,04	2704	4,40	5,24	0,31	2,92	26,20
8	31,04	4,92	15,48	10,67	2704	3,213	0,1	32,19	2805	5,24	6,12	0,31	3,02	26,02
9	32,19	5,29	15,92	10,60	2805	3,185	0,1	33,34	2905	6,12	7,03	0,32	3,11	25,49
10	33,34	5,67	16,37	10,51	2905	3,153	0,1	34,47	3004	7,03	7,97	0,33	3,20	24,81
11	34,47	6,07	16,82	10,41	3004	3,117	0,1	35,60	3101	7,97	8,95	0,34	3,28	24,10
12	35,60	6,47	17,28	10,31	3101	3,079	0,1	36,70	3198	8,95	9,95	0,36	3,35	23,40
13	36,70	6,88	17,75	10,20	3198	3,041	0,1	37,80	3293	9,95	10,99	0,37	3,42	22,67
14	37,80	7,29	18,23	10,10	3293	3,004	0,1	38,88	3388	10,99	12,05	0,39	3,48	21,87
15	38,88	7,72	18,71	10,00	3388	2,968	0,1	39,95	3481	12,05	13,15	0,41	3,55	20,90
16	39,95	8,15	19,20	9,91	3481	2,935	0,1	41,01	3573	13,15	14,27	0,44	3,61	19,72
Média (km/l)													22,25	

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	41,01	8,58	19,70	-0,247	0,1	40,92	14,27	15,41	0
2	40,92	8,55	19,65	-0,247	0,1	40,83	15,41	16,54	0
3	40,83	8,51	19,61	-0,246	0,1	40,74	16,54	17,68	0
4	40,74	8,47	19,57	-0,246	0,1	40,66	17,68	18,81	0
5	40,66	8,44	19,53	-0,245	0,1	40,57	18,81	19,94	0
6	40,57	8,40	19,49	-0,245	0,1	40,48	19,94	21,06	0
7	40,48	8,36	19,45	-0,244	0,1	40,39	21,06	22,18	0
8	40,39	8,33	19,41	-0,244	0,1	40,30	22,18	23,30	0
9	40,30	8,29	19,36	-0,243	0,1	40,22	23,30	24,42	0
10	40,22	8,25	19,32	-0,243	0,1	40,13	24,42	25,54	0
11	40,13	8,22	19,28	-0,242	0,1	40,04	25,54	26,65	0
12	40,04	8,18	19,24	-0,242	0,1	39,95	26,65	27,76	0
13	39,95	8,15	19,20	-0,241	0,1	39,87	27,76	28,87	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
2339	23,88	2,91	13,08	-0,164	0,1	23,82	224,89	225,55	0
240	23,82	2,90	13,07	-0,164	0,1	23,76	225,55	226,21	0
241	23,76	2,88	13,05	-0,164	0,1	23,70	226,21	226,87	0
242	23,70	2,87	13,03	-0,164	0,1	23,64	226,87	227,53	0
243	23,64	2,85	13,01	-0,163	0,1	23,58	227,53	228,18	0
244	23,58	2,84	13,00	-0,163	0,1	23,52	228,18	228,84	0
245	23,52	2,82	12,98	-0,163	0,1	23,46	228,84	229,49	0
246	23,46	2,81	12,96	-0,163	0,1	23,41	229,49	230,14	0
247	23,41	2,80	12,94	-0,162	0,1	23,35	230,14	230,79	0
248	23,35	2,78	12,93	-0,162	0,1	23,29	230,79	231,44	0
249	23,29	2,77	12,91	-0,162	0,1	23,23	231,44	232,09	0
250	23,23	2,75	12,89	-0,162	0,1	23,17	232,09	232,73	0
251	23,17	2,74	12,88	-0,162	0,1	23,11	232,73	233,37	0
252	23,11	2,73	12,86	-0,161	0,1	23,06	233,37	234,01	0
253	23,06	2,71	12,84	-0,161	0,1	23,00	234,01	234,65	0
254	23,00	2,70	12,82	-0,161	0,1	22,94	234,65	235,29	0

Distancia total 235,29 m

Período de desaceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	37,63	7,23	18,15	-0,239	0,1	37,54	11,38	12,42	0
2	37,54	7,19	18,12	-0,238	0,1	37,46	12,42	13,47	0
3	37,46	7,16	18,08	-0,238	0,1	37,37	13,47	14,51	0
4	37,37	7,13	18,04	-0,237	0,1	37,29	14,51	15,54	0
5	37,29	7,10	18,01	-0,237	0,1	37,20	15,54	16,58	0
6	37,20	7,06	17,97	-0,236	0,1	37,12	16,58	17,61	0
7	37,12	7,03	17,93	-0,236	0,1	37,03	17,61	18,64	0
8	37,03	7,00	17,89	-0,235	0,1	36,95	18,64	19,67	0
9	36,95	6,97	17,86	-0,235	0,1	36,86	19,67	20,69	0
10	36,86	6,94	17,82	-0,234	0,1	36,78	20,69	21,71	0
11	36,78	6,90	17,78	-0,234	0,1	36,69	21,71	22,73	0
12	36,69	6,87	17,75	-0,233	0,1	36,61	22,73	23,75	0
13	36,61	6,84	17,71	-0,233	0,1	36,53	23,75	24,77	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
228	21,60	2,38	12,43	-0,164	0,1	21,55	194,94	195,54	0
229	21,55	2,37	12,42	-0,163	0,1	21,49	195,54	196,14	0
230	21,49	2,36	12,40	-0,163	0,1	21,43	196,14	196,73	0
231	21,43	2,34	12,38	-0,163	0,1	21,37	196,73	197,33	0
232	21,37	2,33	12,37	-0,163	0,1	21,31	197,33	197,92	0
233	21,31	2,32	12,35	-0,162	0,1	21,25	197,92	198,51	0
234	21,25	2,31	12,33	-0,162	0,1	21,19	198,51	199,10	0
235	21,19	2,29	12,32	-0,162	0,1	21,14	199,10	199,69	0
236	21,14	2,28	12,30	-0,162	0,1	21,08	199,69	200,27	0
237	21,08	2,27	12,29	-0,162	0,1	21,02	200,27	200,86	0
238	21,02	2,26	12,27	-0,161	0,1	20,96	200,86	201,44	0
239	20,96	2,24	12,26	-0,161	0,1	20,90	201,44	202,02	0
240	20,90	2,23	12,24	-0,161	0,1	20,84	202,02	202,60	0
241	20,84	2,22	12,23	-0,161	0,1	20,79	202,60	203,18	0
242	20,79	2,21	12,21	-0,161	0,1	20,73	203,18	203,76	0
243	20,73	2,19	12,19	-0,160	0,1	20,67	203,76	204,33	0

Distancia total 204,33 m

Período de deceleração

	V (km/h)	Fa (N)	Fres (N)	a' (m/s ²)	t (s)	Vf (km/h)	S (m)	Sf (m)	Ce
1	34,11	5,94	16,67	-0,235	0,1	34,03	8,85	9,80	0
2	34,03	5,91	16,64	-0,234	0,1	33,94	9,80	10,74	0
3	33,94	5,88	16,61	-0,234	0,1	33,86	10,74	11,68	0
4	33,86	5,85	16,57	-0,233	0,1	33,77	11,68	12,62	0
5	33,77	5,82	16,54	-0,233	0,1	33,69	12,62	13,56	0
6	33,69	5,79	16,50	-0,232	0,1	33,61	13,56	14,49	0
7	33,61	5,76	16,47	-0,232	0,1	33,52	14,49	15,43	0
8	33,52	5,74	16,44	-0,231	0,1	33,44	15,43	16,36	0
9	33,44	5,71	16,40	-0,231	0,1	33,36	16,36	17,28	0
10	33,36	5,68	16,37	-0,230	0,1	33,27	17,28	18,21	0
11	33,27	5,65	16,34	-0,230	0,1	33,19	18,21	19,13	0
12	33,19	5,62	16,31	-0,230	0,1	33,11	19,13	20,05	0
13	33,11	5,59	16,27	-0,229	0,1	33,02	20,05	20,97	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
204	19,70	1,98	11,93	-0,168	0,1	19,64	158,31	158,85	0
205	19,64	1,97	11,91	-0,168	0,1	19,58	158,85	159,40	0
206	19,58	1,96	11,90	-0,167	0,1	19,52	159,40	159,94	0
207	19,52	1,95	11,88	-0,167	0,1	19,46	159,94	160,48	0
208	19,46	1,93	11,87	-0,167	0,1	19,40	160,48	161,02	0
209	19,40	1,92	11,85	-0,167	0,1	19,34	161,02	161,56	0
210	19,34	1,91	11,83	-0,167	0,1	19,28	161,56	162,10	0
211	19,28	1,90	11,82	-0,166	0,1	19,22	162,10	162,63	0
212	19,22	1,89	11,80	-0,166	0,1	19,16	162,63	163,16	0
213	19,16	1,87	11,79	-0,166	0,1	19,10	163,16	163,70	0
214	19,10	1,86	11,77	-0,166	0,1	19,04	163,70	164,23	0
215	19,04	1,85	11,76	-0,166	0,1	18,98	164,23	164,75	0
216	18,98	1,84	11,74	-0,165	0,1	18,93	164,75	165,28	0
217	18,93	1,83	11,73	-0,165	0,1	18,87	165,28	165,81	0
218	18,87	1,82	11,72	-0,165	0,1	18,81	165,81	166,33	0
219	18,81	1,81	11,70	-0,165	0,1	18,75	166,33	166,85	0

Distancia total 166,85 m

ANEXO B

DETERMINAÇÃO DE CORRENTES E Nº DE DENTES DO PINHÃO

Pela potência e dados da rotação no eixo do motor, determina a dimensão da corrente e nº de dentes do pinhão conforme gráfico de seleção.

Nota:

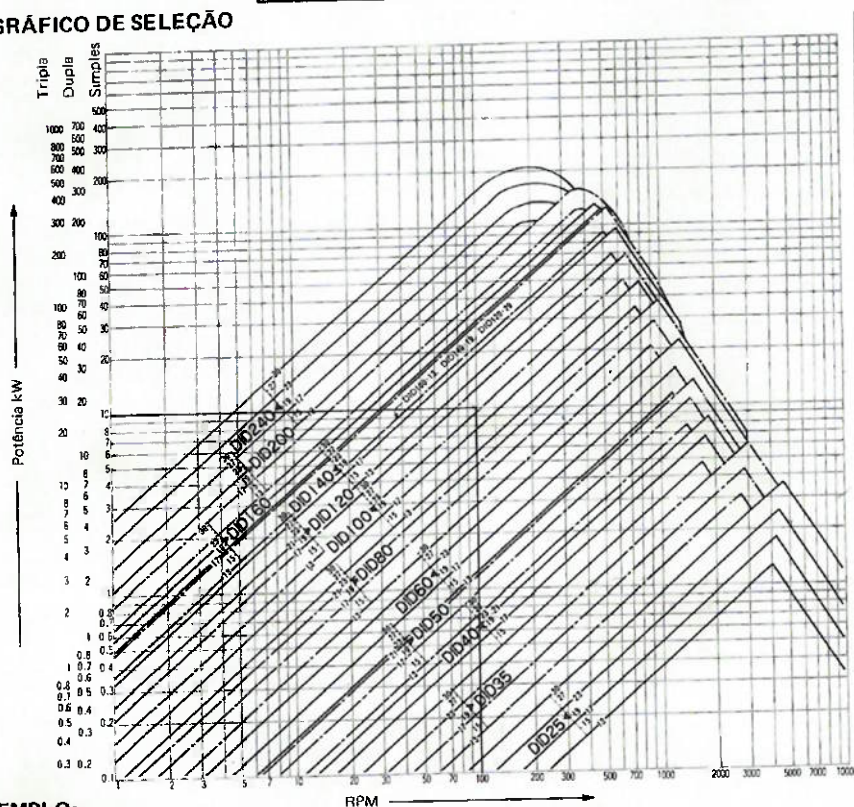
Recomenda-se o uso do menor passo de corrente, no caso de seleção de uma das correntes de capacidade uniforme, que possibilite obter uma transmissão mais suave e silenciosa e que torne o conjunto do acionamento mais compacto.

Caso a corrente simples não satisfaça as exigências impostas pela falta de capacidade de transmissão ou na limitação de espaço, deve-se utilizar as correntes múltiplas, porém seu rendimento efetivo será reduzido conforme a indicação na tabela II, devido a má distribuição de carga exatamente igual em cada fileira de correntes.

Correntes múltiplas	Fator
Dupla	1.7
Tripla	2.5
Quadrupla	3.3
Quintupla	3.9

Tabela II

GRÁFICO DE SELEÇÃO

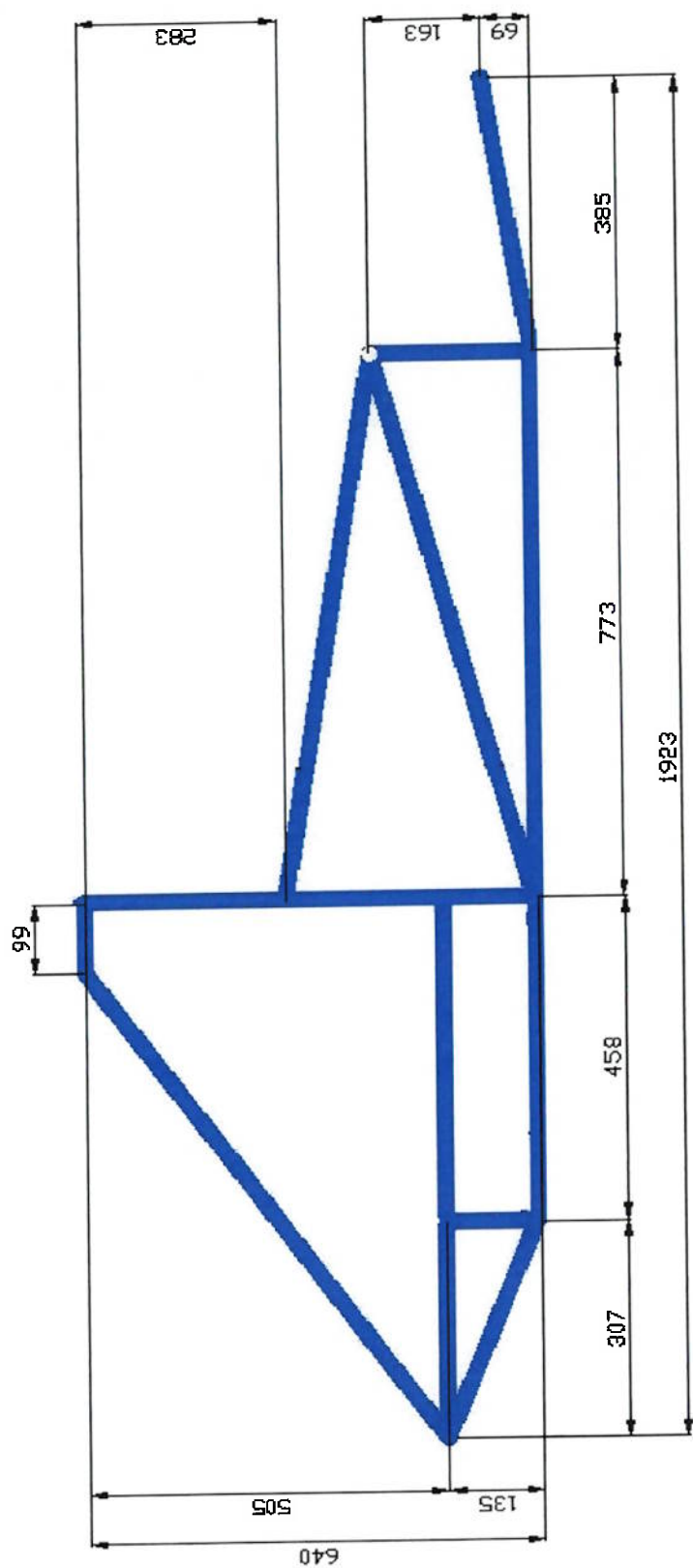


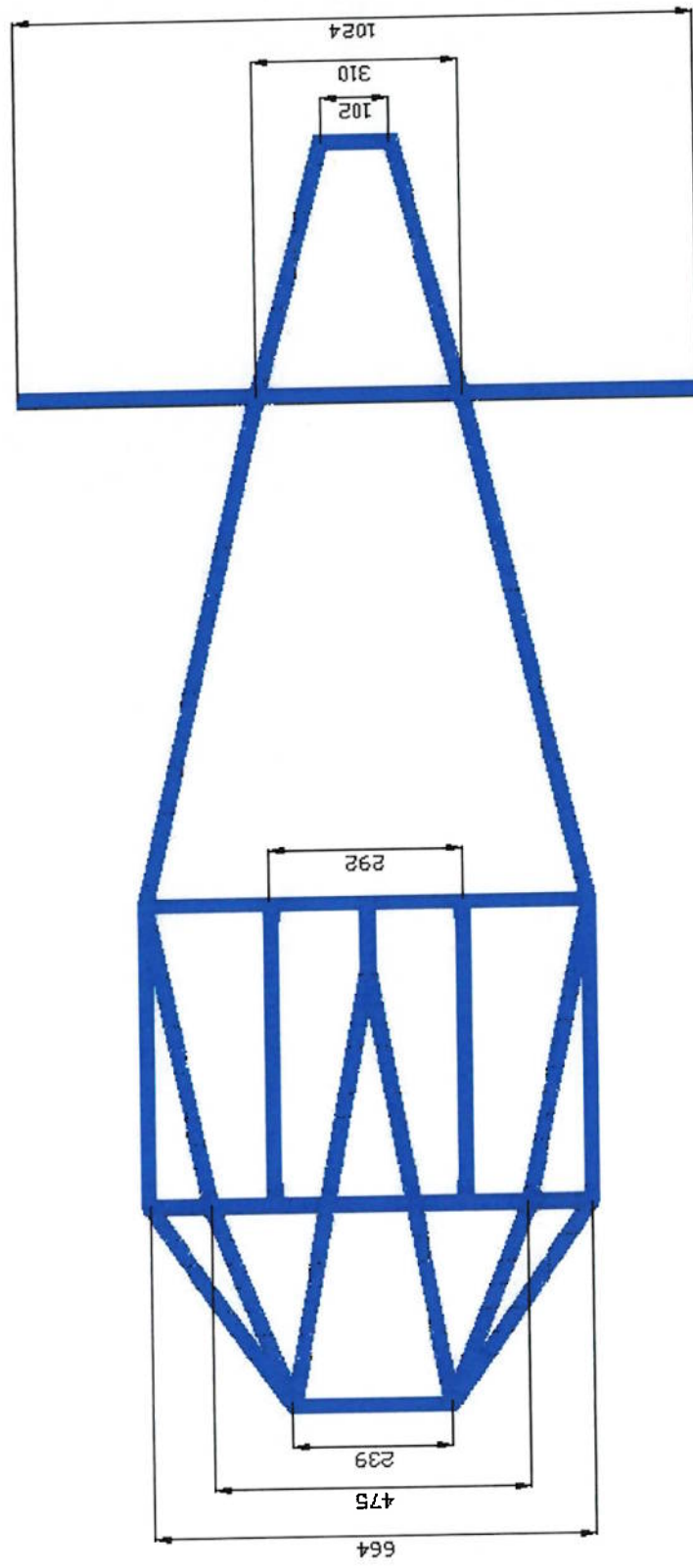
EXEMPLO:

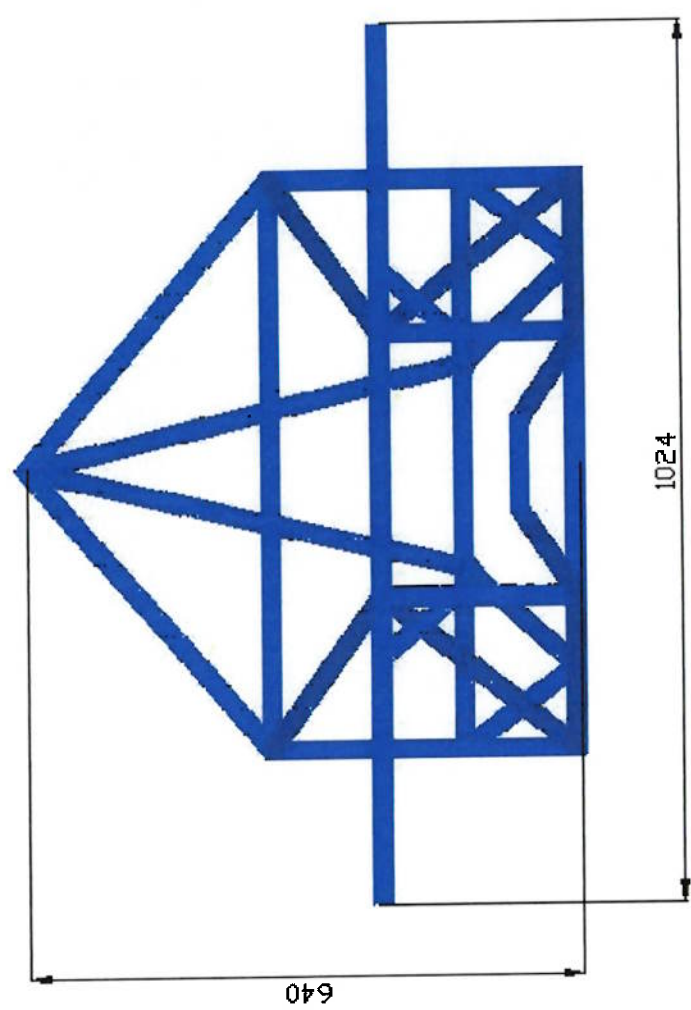
10 kW de potência a 100 RPM.

O ponto de cruzamentos da linha horizontal (100 RPM) com a linha vertical (10 kW), é um pouco superior a 13 dentes da corrente DID 120 com pinhão de 14 dentes como alternativa, podendo optar também pela corrente DID 100 com pinhão 23 dentes. (HP = 0,745 kw)

ANEXO C







ANEXO D

