

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
MESTRADO PROFISSIONALIZANTE EM ENGENHARIA

**METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE UM ANTEPROJETO PARA
VEÍCULOS LEVES E MÉDIOS**

Dirceu Luiz Gaviraghi

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Junho de 2005.

**METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE UM ANTEPROJETO PARA
VEÍCULOS LEVES E MÉDIOS**

Por:

Eng^o Dirceu Luiz Gaviraghi

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de:

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Eng^o Walter Jesus Paucar Casas
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Co-orientador: Prof. Dr. Eng^o Alberto Tamagna
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Aprovada por:

Prof. Dr.Eng Prof. Herbert Martins Gomes
PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Eng. Inácio Benvegnu Morsch
PPGEC/UFRGS

Prof. Dr.Eng. José Antônio Esmerio Mazzaferro
PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 17 de Junho de 2005.

Este Trabalho de Conclusão foi analisado e julgado adequado para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia e aprovada em sua forma final pelos Orientadores, e pelo Coordenador do Mestrado Profissionalizante em Engenharia, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Prof. Dr. Eng^o Walter Jesus Paucar Casas
Orientador
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Dr. Eng^o Alberto Tamagna
Orientador
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof^a. Dr^a. Helena Beatriz Bettella Cybis
Coordenadora
Mestrado Profissionalizante em Engenharia
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

BANCA EXAMINADORA

Prof. Inácio Benvegnu Morsch, Dr. Eng.
PPGEC/UFRGS

Prof. Herbert Martins Gomes, Dr. Eng.
PROMEC/UFRGS

Prof. José Antônio Esmério Mazzaferro, Dr.Eng.
PROMEC/UFRGS

Dedico este trabalho a todos que como eu apreciam a indústria de veículos e a vêem como um Instrumento para o desenvolvimento de uma Nação.

AGRADECIMENTOS

A todos meus familiares, amigos, colegas de trabalho, meus superiores e especialmente ao meu amigo Luiz Reis Kermessi, que me ajudaram durante o período de desenvolvimento desse trabalho.

Aos grandes mestres da indústria automotiva, principalmente aos entusiastas do mundo veicular, que nos fornecem idéias maravilhosas e nos ensinam a lição mais importante para a vida profissional: gostar do que se faz.

À AGRALE S.A., pela oportunidade, onde aprendi praticamente tudo o que sei sobre projetos veiculares e automotores.

Aos Professores e Orientadores deste trabalho: Dr. Eng° Walter Jesus Paucar Casas e Dr. Eng° Alberto Tamagna, pelo grande apoio e incentivo no desenvolvimento desse trabalho de conclusão, além da amizade.

Não existe lado ruim na vitória,
a sensação é eternamente
deliciosa.

Pat Conroy

GAVIRAGHI, DIRCEU L. **Metodologia de Desenvolvimento de um Anteprojeto para Veículos Leves e Médios**. 2005. Dissertação de Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

RESUMO

Na atualidade o projeto veicular em diversas empresas carece de uma abordagem teórica inicial, se baseando muitas vezes na experiência do fabricante, a qual nem sempre se traduz na otimização do tempo total do projeto.

O presente trabalho destina-se a elaborar uma metodologia de um anteprojeto veicular, simplificado, mas que seja útil ao processo do projeto definitivo. Pretende-se propor uma base de dados para auxiliar na escolha dos componentes e seus cálculos, com objetivo de diminuir o tempo total de projeto.

A seqüência do desenvolvimento do anteprojeto pretende ser na medida do possível automatizada, por isso buscou-se auxílio na criação de diversas planilhas de cálculo. Estes resultados são apresentados em forma de um relatório final, que formará uma base de informações para o desenvolvimento do produto.

Estas propostas de planilhas foram elaboradas de uma forma resumida e simples, a fim de que não apresente dificuldades no seu entendimento e na sua utilização. As mesmas não devem ser tomadas como definitivas, pois podem evoluir ou ainda se modificar conforme a necessidade do produto.

PALAVRAS-CHAVE: Projeto Veicular, Desenvolvimento do Produto, Anteprojeto, Veículos Leves e Médios.

GAVIRAGHI, DIRCEU L, **Development Methodology for Light and Medium Duty Vehicles Pre-Design**. 2005. Thesis of Master of Science in Automotive Engineering – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

ABSTRACT

Nowadays, the vehicular design in several companies lacks of an initial theoretical approach, based often in their manufacturer experience, which not always express to do a feasible total project period.

The following work aims to elaborate a vehicular simplified pre-design methodology, but it should be useful to the process of definitive design. It proposes an information database for choosing components as well as their definitions, in order to reduce the total design period.

The sequence of a pre-design development intends being most automatized as possible and for this reason were created several auxiliary spreadsheets. The results will be presented as a final report, which will compose an information basis in order to help the product development.

All those proposals were elaborated in a short and simple way, aiming to avoid difficulties to understand and to use it. The same proposals must not be taken as definitive, because it may evolve or still to be modified as the product necessities.

KEYWORDS: vehicular design, product development, pre-design, light and medium duty vehicle.

SUMÁRIO

RESUMO	VII
ABSTRACT	VIII
LISTA DE SÍMBOLOS	XI
LISTA DE FIGURAS	XIV
1. INTRODUÇÃO	1
1.1– DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	1
1.2 – O QUE É ANTEPROJETO?	1
1.3 - OBJETIVO DA PESQUISA	3
1.4 – ORGANIZAÇÃO DA PESQUISA	3
2. CONCEITUAÇÃO DE UM VEÍCULO LEVE OU MÉDIO	4
2.1 - PARÂMETROS PRINCIPAIS DO VEÍCULO	4
2.2 – HABITÁCULO	5
2.3 – QUADRO DO CHASSI DO VEÍCULO	6
2.4 - DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS E SISTEMA DE TRAÇÃO	7
2.5 – MOTOR	9
2.6 – SISTEMA DE SUSPENSÃO	10
2.7 – SISTEMA DE DIREÇÃO	18
2.8 – SISTEMA DE FREIO	20
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
3.1 - DISTRIBUIÇÃO DAS CARGAS DE UM VEÍCULO	22
3.2 – DESEMPENHO VEICULAR	28
3.3 – PERFORMANCE DE FRENAGEM	33
3.4 – RESISTÊNCIA DO CHASSI	40
4. IMPLEMENTAÇÃO E ANÁLISE DO ANTEPROJETO	45

4.1 – METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DO ANTEPROJETO	45
4.2 – CONFIGURAÇÃO BÁSICA DO VEÍCULO	48
4.3 – DISTRIBUIÇÃO DE CARGA	48
4.4 – CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO	53
4.5 – DEFINIÇÃO DAS LONGARINAS DO CHASSI	58
4.6 – ANÁLISE DO SISTEMA DE FREIO	71
4.7 – CÁLCULO DA PERFORMANCE DO VEÍCULO	73
4.8 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO PRODUTO.	80
5. EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE UM CASO	81
5.1 – SISTEMA ATUAL DE PROJETO	81
5.2 – SISTEMA PROPOSTO DE PROJETO	82
5.3 – COMPARATIVO DOS DOIS SISTEMAS	82
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	84
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFIAS	85
ANEXO A - VISTA LATERAL DO CORPO HUMANO	87
ANEXO B - VISTA SUPERIOR DO CORPO HUMANO	88
ANEXO C - FICHA DE PEDIDO DE NOVOS PRODUTOS	89
ANEXO D - FICHA DE AUTORIZAÇÃO DE DESENVOLV. DO PROJETO	91
ANEXO E - FICHA DE ACOMPANHAMENTO DO PROJETO	92
ANEXO F - RELATÓRIO FINAL DO ANTEPROJETO	95

LISTA DE SÍMBOLOS

- α : ângulo de elevação do veículo
- θ : ângulo da rampa
- θ : ângulo que foi erguido o veículo
- η_{tf} : eficiência total da transmissão
- μ_p : coeficiente máximo de atrito
- a : distância do centro de gravidade CG à linha zero (eixo dianteiro)
- $A...K$: cargas concentradas dos componentes do veículo
- A_p : área projetada do veículo (área frontal)
- α_d : aceleração angular do *cardan*
- α_e : aceleração angular do motor
- α_e : aceleração rotacional do motor
- α_w : aceleração angular das rodas
- a_x : aceleração longitudinal
- b : distância do eixo traseiro ao CG
- B : largura da aba externa
- b : largura da secção
- b : largura interna da aba => $b = B - e$
- b_n : largura da secção no eixo neutro
- C : Carga que o veículo pode transportar
- c : distância do CG à linha zero (eixo dianteiro) com o veículo erguido
- C_a : coeficiente aerodinâmico
- C_r : coeficiente de rolagem
- d : distância do CG ao eixo traseiro com o veículo erguido
- D_A : força aerodinâmica
- D_A : força aerodinâmica
- D_{ar} : densidade do ar
- D_m : incremento de peso sobre o eixo traseiro
- $D_x = -a_x$: desaceleração linear
- E : cargas distribuídas, corresp. ao peso do próprio chassi, da carroceria e da plataforma.
- e : espessura da chapa.

F : carga útil do veículo
 F_{vfl} : reação na roda esquerda
 F_{vfr} : reação na roda direita
 F_x : força de tração no solo
 F_x : força de tração no solo
 F_{xf} : força de frenagem no eixo dianteiro
 F_{xmf} : força máxima de frenagem no eixo dianteiro
 F_{xmr} : força máxima de frenagem no eixo traseiro
 F_{xr} : força de frenagem no eixo traseiro
 F_{xt} : força de desaceleração total longitudinal
 g : aceleração gravitacional
 h : altura da rampa
 H : altura do centro de gravidade em relação ao solo
 H : altura externa do perfil
 h : altura interna do perfil $\Rightarrow h = H - (2 * e)$
 I : momento de inércia
 I_d : momento de inércia do *cardan*
 I_e : momento de inércia do motor
 I_k : momento de inércia de massa do componente
 I_t : momento de inércia da transmissão
 I_w : momento de inércia das rodas e dos eixos
 I_{xx} : momento de inércia do veículo em x
 L : distancia entre os eixos
 M : massa total do veículo
 m_k : massa do componente
 M_{max} : momento fletor máximo
 m_r : massa equivalente dos componentes em rotação
 M_s : momento estático
 N_f : reação no eixo dianteiro
 N_f : relação final de transmissão
 N_r : reação no eixo traseiro
 N_t : relação da transmissão
 N_{tf} : relação final da transmissão
 P : peso total do veículo vazio

p_c : peso do componente
 r : raio do pneu
 R_c : relação da caixa de câmbio (marcha)
 R_d : relação do diferencial
 R_e : raio estático do pneu
 R_{ee} : rendimento da embreagem
 R_{em} : rendimento mecânico
 R_{hx} : força de tração no engate se existir reboque
 R_m : rotação do motor
 R_x : força de resistência à rolagem
 T_a : torque nos eixos
 T_c : torque na embreagem (entrada à transmissão)
 T_d : torque no eixo *cardan*
 T_e : torque do motor em rotação constante (dinamômetro)
 T_m : torque do motor em cada rotação
 t_s : tempo para mudança de velocidade
 V : velocidade
 $V_{máx}$: força cortante máxima
 V_0 : velocidade inicial
 W : Peso bruto total do veículo (PBT)
 W_d : carga transferida dinamicamente
 W_{fs} : carga estática sobre o eixo dianteiro
 W_r : modulo de flexão da viga
 W_{rs} : carga estática sobre o eixo traseiro
 X : distância do centro de gravidade G do veículo à linha zero (eixo dianteiro *ED*)
 X : distância percorrida na frenagem até a mudança de velocidade igual a V_o
 x_k : distância do componente à linha zero (eixo dianteiro *ED*)

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Parâmetros para definição dimensional do veículo	4
Figura 2.2 – Ergonomia de uma cabine estendida e com cama	6
Figura 2.3 – Quadro do chassi para um veículo leve	7
Figura 2.4 – Veículo com motor posicionado sobre eixo dianteiro e com tração traseira	7
Figura 2.5 – Veículo com eixo dianteiro avançado, motor sobre o eixo e com tração traseira	8
Figura 2.6 – Veículo motor à frente do eixo dianteiro e tração traseira	8
Figura 2.7 – Veículo com motor e tração traseiros	9
Figura 2.8 – Sistema de transmissão com motor MWM	10
Figura 2.9 – Suspensão de molas semi-elípticas com laminas paralelas	12
Figura 2.10 – Suspensão de molas semi-elípticas de laminas parabólicas	12
Figura 2.11 – Suspensão de molas semi-elípticas, com mola auxiliar e laminas paralelas	13
Figura 2.12 – Suspensão com mola de deslizamento	13
Figura 2.13 – Suspensão com molas semi-elípticas transversais.	14
Figura 2.14 – Suspensão independente com braços trapezoidais	15
Figura 2.15 – Suspensão independente com barra de torção	15
Figura 2.16 – Suspensão independente Mc Person	16
Figura 2.17 – Suspensão Pneumática de quatro bolsas	17
Figura 2.18 – Sistema de direção por cremalheira	18
Figura 2.19 – Sistema de direção do tipo coroa sem-fim	19
Figura 2.20 – Sistema de direção com esferas circulantes	19
Figura 2.21 – Sistema de direção servo assistido hidraulicamente	20
Figura 2.22 – Sistema de freio hidráulico servo assistido a vácuo	21
Figura 2.23 – Sistema de freio acionado pneumaticamente	21
Figura 3.1 - Diagrama de cargas	23
Figura 3.2 - Diagrama estático de corpo livre do veículo	24
Figura 3.3 - Diagrama para determinar a altura H do ponto G	26
Figura 3.4.- SAE Sistema de eixos de um veículo	27
Figura 3.5 - Efeito da velocidade na capacidade de aceleração dos carros e caminhões	28
Figura 3.6 - Forças que atuam sobre um veículo	32
Figura 3.7 - Força de tração x velocidade de um veículo.	33
Figura 3.8 - Forças de atuação em um freio a tambor	37
Figura 3.9 - Forças máximas do freio em função da desaceleração	39

1. INTRODUÇÃO

1.1 – DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Em uma pesquisa realizada com fabricantes de diversos bens de consumo [Ames, 2002], fez-se a seguinte pergunta: Qual é a principal meta de sua empresa em relação aos seus produtos? [citado por Prieto, 2002]. As respostas foram bastante claras no que se refere à velocidade de desenvolvimento. Do total de entrevistados, 74% pretendem reduzir o tempo de projeto, 48% preferem reduzir custos e 32% precisam melhorar a qualidade. Estes mesmos fabricantes afirmam que o Departamento de Desenvolvimento de Produto é o principal alvo para se reduzir o tempo para o produto chegar no mercado (38%), e só 24% disseram que o Departamento de Vendas e Pedidos poderia aumentar a sua participação no mercado (obviamente esse dado não se aplica à indústria veicular), ao passo que 18% acham que a área de Planejamento pode auxiliar na velocidade. Ficou claro então, que a velocidade da realização de um projeto é de vital importância para as empresas.

Na indústria veicular o anteprojeto busca ajudar os projetistas e os departamentos envolvidos na elaboração, na efetivação e na viabilidade de um novo produto. Portanto, a proposta desse trabalho é agilizar a organização de um projeto veicular, tomando como base a carência do anteprojeto e as necessidades específicas da empresa Agrale.

Logo, este trabalho pretende gerar uma metodologia simplificada sob cálculos primários, com o objetivo de facilitar o desenvolvimento de um anteprojeto veicular. Muitas variações neste processo poderão ser encontradas de acordo com cada montadora de veículos que for tomada como referência, mas entende-se que as explicações aqui apresentadas são válidas para qualquer fabricante. Pretende-se mostrar como é importante o desenvolvimento do anteprojeto para a definição de um veículo, de forma que este, posteriormente influencie no tempo e na velocidade de execução do projeto.

1.2 – O QUE É ANTEPROJETO?

Qualquer operação deve normalmente sustentar o negócio, por isso deve estar sempre em evolução para enfrentar a concorrência. Então, pode-se dizer que uma indústria automotiva não se sustenta sem novos projetos. Portanto, deve-se dar a devida importância ao

anteprojeto e ao projeto executivo, pois este é o modo de sustento de uma organização. Também, deve-se observar, “que cerca de 60% a 80% do custo de um produto é determinado na fase de desenvolvimento de um projeto, [Automotive, 2001]”.

“O anteprojeto ou projeto básico é o projeto preliminar, cujo objetivo é estabelecer uma concepção geral para o produto a ser desenvolvido que servirá de base para o projeto executivo ou de fabricação, [Kaminski, 2000]”. Para se compreender melhor o que é um anteprojeto, é preciso entender o que é projeto em uma definição clássica: “Projeto é o processo de estabelecer requisitos baseados nas necessidades humanas, transformando-os em especificações de desempenho e funções, que são então mapeados e convertidos (sujeitos a restrições) em soluções de desenho (usando criatividade, princípios científicos e conhecimento técnico) que podem ser produzidos e manufaturados economicamente, [Evbuomwan, 1996]”.

A primeira fase de um projeto veicular é o anteprojeto, no qual o trabalho dos engenheiros vai de problemas abstratos até uma definição de idéias iniciais do que seria um veículo, sabendo-se que a meta final é um produto realizável. Dentro deste estágio, existe uma divergência de pensamentos, onde várias possibilidades são criadas, evoluindo para uma situação de transformação, aonde as idéias iniciais vão sendo ponderadas e os detalhes vão formando a idéia final para a solução do problema. O anteprojeto busca formar o caminho a ser seguido pelo grupo de trabalho. Logo, após, vem a fase do projeto propriamente dita, na qual as idéias vão convergindo e dando um fim às incertezas, até se chegar a um objetivo que é obter o produto final. De maneira resumida, pode-se dizer que um projeto é um desafio temporário, assumido para produzir um produto ou executar um serviço, isto é, ele possui um início e um fim definidos. Para encontrar algumas explicações mais didáticas e completas do significado de um projeto, com várias de suas implicações, ler Kaminski, cap. 1 [2000].

Na situação atual da indústria e da economia, é comum a redução das verbas para novos projetos. Sendo assim, é cada vez mais importante que o anteprojeto seja bem desenvolvido e o mais detalhado possível, para se diminuir os gastos com projetos que não são viáveis ou não atendam as expectativas do consumidor.

1.3 - OBJETIVO DA PESQUISA

Genericamente, um veículo fica determinado pelas dimensões dos componentes mecânicos, dos mecanismos de controle e do habitáculo. Então, precisa-se observar que, para veículos de carga e transporte de passageiros, atualmente, há uma tendência em aumentar a capacidade de carga e diminuir a altura da plataforma. Para atender todas as tendências do mercado, deve-se analisar quais são as mais úteis e as possíveis de execução, isto é, saber combinar o projeto tradicional ou convencional com a real necessidade do mercado, verificando a possibilidade dos componentes existentes serem utilizados.

Assim, o objetivo da pesquisa é especificar em menor tempo um veículo leve ou médio que atenda os requerimentos do cliente ou do mercado, considerando que esse processo normalmente é demorado. Para atingir esse objetivo implementa-se uma metodologia automatizada.

1.4 – ORGANIZAÇÃO DA PESQUISA

Nesse contexto a pesquisa é desenvolvida basicamente em cinco etapas:

- Revisão da conceituação de um veículo leve ou médio.
- Revisão da fundamentação teórica.
- Implementação e análise do anteprojeto.
- Exemplo de aplicação de um caso.
- Elaboração de conclusões e sugestões.

2. CONCEITUAÇÃO DE UM VEÍCULO LEVE OU MÉDIO

Um veículo leve ou médio, caracterizado pelo PBT (peso bruto total) do veículo, para veículos leves abaixo de 9500 kg e veículo médio acima de 9500 kg e abaixo de 17000 kg, está constituído por diversos sistemas, os quais precisam ser definidos ou escolhidos pelas suas principais características dentro do anteprojeto veicular. Neste contexto, este capítulo apresenta a conceituação básica, mas necessária dos principais parâmetros e sistemas que caracterizam um veículo leve ou médio.

2.1 - PARÂMETROS PRINCIPAIS DO VEÍCULO

Os dados do veículo devem ser definidos a partir da solicitação de novos produtos no qual estarão contidos os dados de marketing ou vendas para dar início ao estudo do projeto. Estes são o PBT do veículo, se o veículo é para carga ou transporte de passageiros, de uso urbano ou geral e, se possível, qual a capacidade mínima de carga desejada. A engenharia irá a partir destes dados definir os demais parâmetros da figura 2.1 e se possível fazer um comparativo com os veículos da concorrência para identificar as vantagens ou desvantagens das escolhas.



Figura 2.1 – Parâmetros para definição dimensional do veículo

No processo atual, a empresa não possui uma ferramenta que auxilie na definição desses parâmetros na etapa do anteprojeto. Ainda se parte para uma estimativa de parâmetros, buscando apoio em outros veículos produzidos e comparando com o novo produto que será desenvolvido.

2.2 – HABITÁCULO

No aproveitamento do espaço interno de uma cabine ou no desenvolvimento de um ônibus, deve ser previsto o espaço para movimentação das pernas, folga entre a cabeça e o teto, largura dos ombros e, inclusive, o espaço para entrar e sair deste habitáculo. A ergonomia do motorista e dos passageiros é definida seguindo os modelos dos anexos A e B, que mostram uma relação entre o ponto “H” (ponto da articulação do quadril do corpo humano, ver anexo A) do banco e a região para os pedais e o volante de direção, definindo o que seria o espaço confortável para o motorista. As medidas se alteram dependendo do tipo de ergonomia pretendida para utilização no veículo que está sendo projetado. Deve-se considerar a distância entre pedais, verificar a posição e o alcance dos comandos, assim como a visualização dos instrumentos no painel.

O desenho do boneco no anexo A, vista lateral, e o anexo B, vista superior, mostram as áreas padronizadas de alcance para o corpo humano e o espaço necessário para executar seus movimentos livremente e com conforto, devendo-se levar em conta também às dimensões do corpo humano com percentil de 50% e 95%, para que seja definida a regulação do banco e espaço físico para o mesmo.

Na figura 2.2, pode-se ter uma idéia do espaço ergonômico de uma cabine com suas dimensões entre banco e o volante, para um melhor conforto do condutor. As medidas da cabine da figura 2.2 estão em mm.

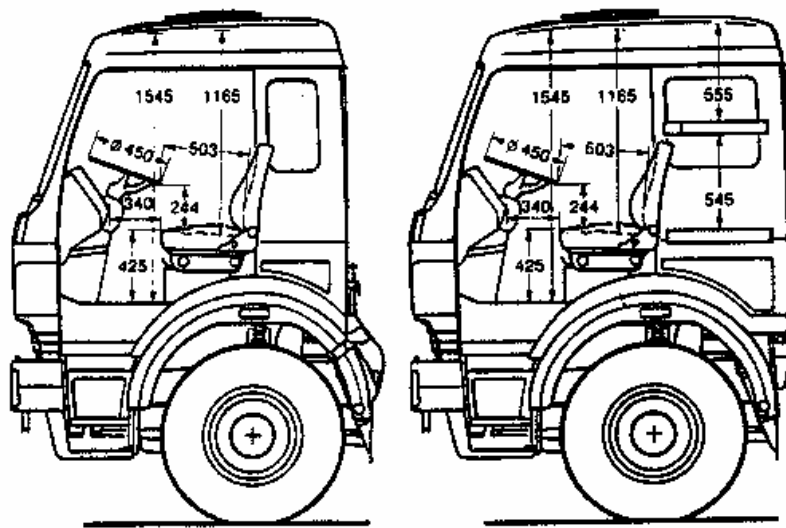


Figura 2.2 – Ergonomia de uma cabine estendida e com cama
(Fonte: Publicação Mercedes Benz-Alemanha, 1994).

2.3 – QUADRO DO CHASSI DO VEÍCULO

Uma questão a ser resolvida é o tamanho e dimensões do quadro do chassi. O quadro do chassi tem a principal função de fornecer uma maior rigidez ao veículo e a vantagem de isolar as vibrações oriundas das suspensões e do sistema de transmissão. Porém, apresenta desvantagens quanto ao peso que agrega ao veículo, a altura da plataforma e o acesso ao veículo. Por isto, os automóveis não utilizam um quadro do chassi, já nas camionetas picapes são utilizados e em veículos médios e pesados como caminhões e ônibus seu uso é quase que obrigatório, pois oferece uma maior capacidade de carga, uma maior resistência e uma maior segurança no transporte de pessoas, ver figura 2.3.

O projeto da estrutura de um chassi influi decisivamente na produtividade, na fabricação e no custo dele, pois este pode utilizar peças estampadas, fundidas, soldadas ou dobradas e ser rebitado ou aparafusado.

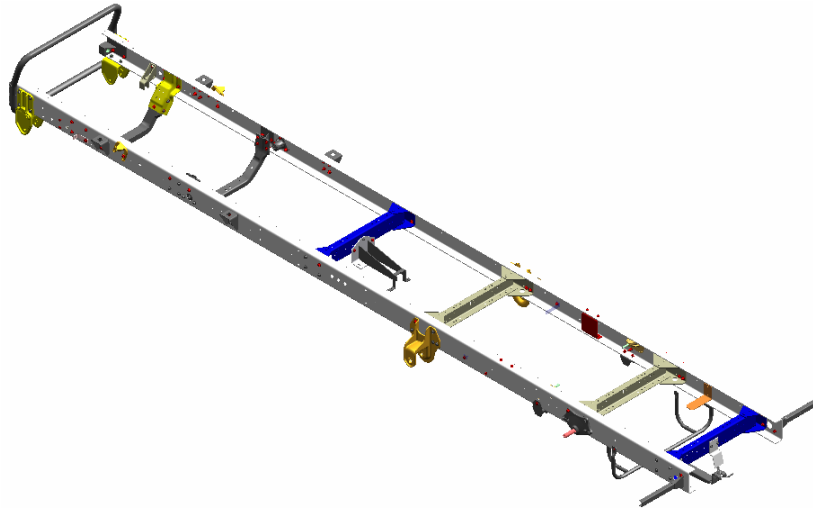


Figura 2.3 – Quadro do chassi para um veículo leve
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

2.4 - DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS E SISTEMA DE TRAÇÃO

Na distribuição de cargas, a maior influência está na disposição de todos os elementos mecânicos, como motor e transmissão. Deste modo é conveniente efetuar-se algum comentário sobre os principais sistemas de tração utilizados em veículos leves ou médios de carga em função da posição dos elementos mecânicos.

a) Sistema de transmissão sobre o eixo dianteiro

Este sistema de transmissão com motor posicionado sobre o eixo frontal e com tração traseira, conforme mostra a figura 2.4, é usado devido ao seu baixo custo e por oferecer uma melhor distribuição de carga. Ainda, apresenta uma maior facilidade para distribuição dos controles do veículo. É usada principalmente em caminhões, por permitir uma maior área de carga, e em alguns modelos de chassi para ônibus.



Figura 2.4 – Veículo com motor posicionado sobre eixo dianteiro e com tração traseira
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

b) Sistema de transmissão com motor e eixo avançados

Este sistema de transmissão tem o motor posicionado sobre o eixo frontal, mas com o eixo dianteiro avançado e com tração traseira, conforme mostra a figura 2.5. A sua maior desvantagem é quando o veículo está vazio ou tem uma carga excessiva no eixo dianteiro. Mas mesmo assim, esse sistema tem uma maior facilidade para distribuição dos controles do veículo. É muito utilizado em ônibus, pois oferece uma boa área para passageiros e em alguns modelos de caminhões de carga.

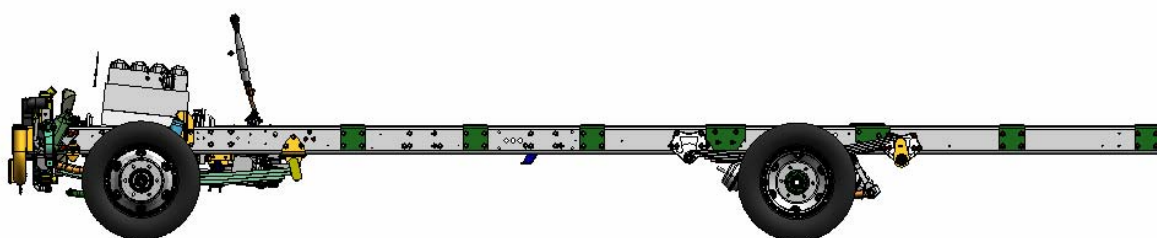


Figura 2.5 – Veículo com eixo dianteiro avançado, motor sobre o eixo e com tração traseira
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

c) Sistema de transmissão com motor frontal

Este sistema de transmissão, conforme mostra a figura 2.6, tem o motor posicionado na frente do eixo dianteiro e apresenta tração traseira. A sua vantagem é o baixo custo, mas tem a tendência de uma carga excessiva sobre o eixo dianteiro. Porém, também apresenta uma maior facilidade para distribuição dos controles do veículo. É utilizado exclusivamente em ônibus, pois este modelo de chassi possibilita uma maior área útil para o transporte de pessoas, sendo principalmente usado no transporte coletivo, além de permitir uma porta frontal.



Figura 2.6 – Veículo motor à frente do eixo dianteiro e tração traseira
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

d) Sistema de transmissão com motor traseiro

Conforme mostra a figura 2.7, este sistema de transmissão tem o motor traseiro e ainda tração traseira. Apresenta a tendência de uma carga elevada sobre o eixo traseiro, com uma maior dificuldade na distribuição dos controles do veículo. Além disso, possui uma estabilidade deficiente, pois é um veículo muito leve na dianteira, principalmente quando está sem carga ou vazio. É utilizado exclusivamente para ônibus, este sistema representa uma tendência mundial em ônibus urbanos pelo baixo nível de ruído interno. Atualmente, apresenta como desvantagem o seu elevado custo, não sendo um sistema possível para caminhões.

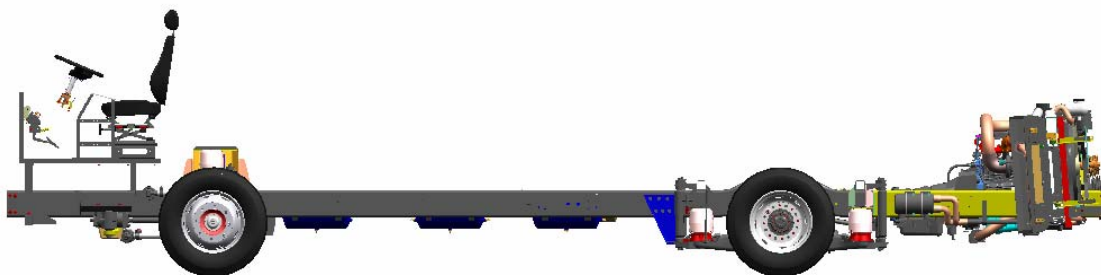


Figura 2.7 – Veículo com motor e tração traseiros

(Fonte: Projeto restrito de identificação)

2.5 – MOTOR

A utilização de motores a gasolina ou diesel refrigerados a ar ou água depende da função e do tipo de veículo que está sendo projetado. Para a escolha do motor, devem ser considerados os seguintes itens:

- Dimensões externas do veículo e as dimensões do compartimento do motor, principalmente quando for um veículo de passeio.

- Peso do motor, sabendo-se que há uma tendência de tornar os veículos mais leves. Os motores para veículos médios e pesados são motores reforçados, devido ao seu alto torque e conseqüentemente pesados (ver figura 2.8). Deve-se considerar, também a relação peso versus potência.

- Ruído e vibração, como motores que são uma fonte de ruído e vibração. Os mesmos devem ser os mais balanceados possíveis, para se diminuir as vibrações e serem isolados com anteparos para diminuição do ruído, para atender as novas leis do CONAMA.

- Consumo de combustível; os empresários de transportes de carga estão buscando os veículos com menor consumo de combustível para diminuir os custos de operação.
- Confiabilidade do motor; item de grande prioridade no veículo, devido o alto custo de manutenção.

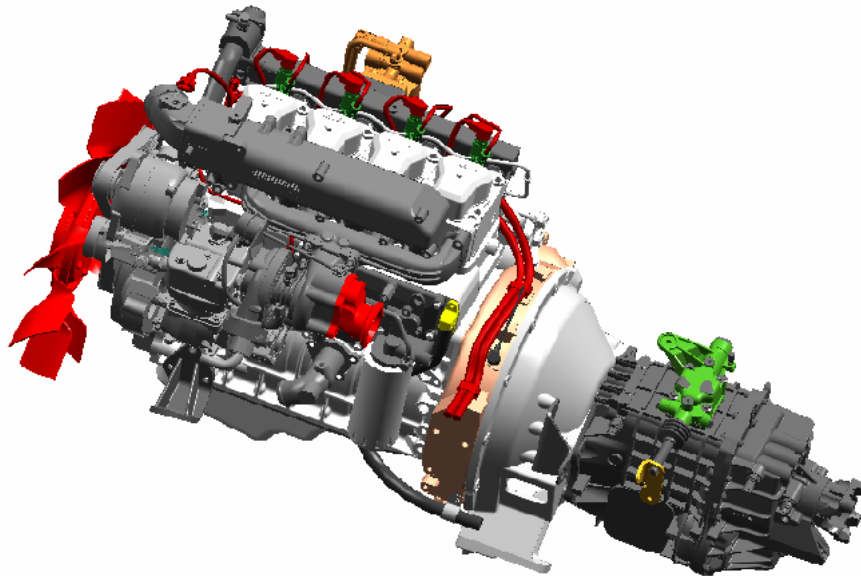


Figura 2.8 – Sistema de transmissão com motor MWM
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

2.6 – SISTEMA DE SUSPENSÃO

Dependendo do tipo de tração utilizado e do tipo de veículo a ser projetado, restringe-se a escolha do sistema de suspensão. Essa escolha depende, é claro, da experiência do fabricante e dos meios colocados à disposição.

A principal finalidade da suspensão é suportar o peso do veículo, mas também amortecer as irregularidades do piso, protegendo os passageiros e a carga. Assim também é a sua função fornecer estabilidade ao veículo. Isto é obtido através de uma ligação elástica, onde normalmente são utilizadas molas de lâminas, helicoidais, de lâminas parabólicas, de barra de torção, de borracha e pneumáticas (a ar). A suspensão é normalmente auxiliada por um sistema de amortecedores hidráulicos e barras estabilizadoras.

Assim, a meta na execução de um projeto de suspensão dianteira e traseira, sob o ponto de vista de dirigibilidade, é saber balancear a rolagem entre a dianteira e a traseira, e dar

uma leve característica para o veículo sair de frente. Com isso pode-se obter uma estabilidade direcional adequada ao veículo.

Os passos para um projeto de suspensão são:

- Analisar a distribuição de carga;
- Avaliar o layout da suspensão, considerando o espaço para os eixos, molas, amortecedores e ângulos de esterçamento;
- Determinar os tipos de fixação no chassi;
- Determinar o sistema de isolamento anti-ruído;
- Calcular a qualidade da suspensão, frequência, razão da carga pela deflexão (rate), curso;
- Estudar a geometria da suspensão.

Em geral, para veículos médios se utilizam os seguintes modelos de suspensão:

a) Suspensão de eixo rígido: Este tipo é o mais utilizado em caminhões e ônibus.

Vantagens deste tipo de suspensão:

- Construção simples;
- Boa resistência;
- Maior capacidade de carga;
- As próprias molas de lâminas posicionam os eixos;
- Grande facilidade para controlar a rigidez da mola;
- Grande absorção de vibração.

Desvantagens desta suspensão:

- Grande volume de massa não suspensa;
- Facilidade no aparecimento de vibração das rodas (shimmy);
- Mola macia não pode ser utilizada, pois causa *vibração*;
- Para obter um melhor conforto, é necessário fazer molas longas;
- Facilidade de ocorrer torção na mola do tipo S (windup).

Alguns modelos de suspensão de eixo rígido são mostrados a seguir, como na figura 2.9 onde se vê uma suspensão com molas semi-elípticas com lamina paralelas, já a figura

2.10 mostra uma suspensão com molas semi-elípticas com laminas parabólicas, que utiliza jumelo para permitir o movimento da mola. A figura 2.11 mostra uma suspensão com uma mola principal 1 com duplo estágio utilizando jumelo para movimentação e um feixe de mola auxiliar 2 com apoios de deslizamento D.

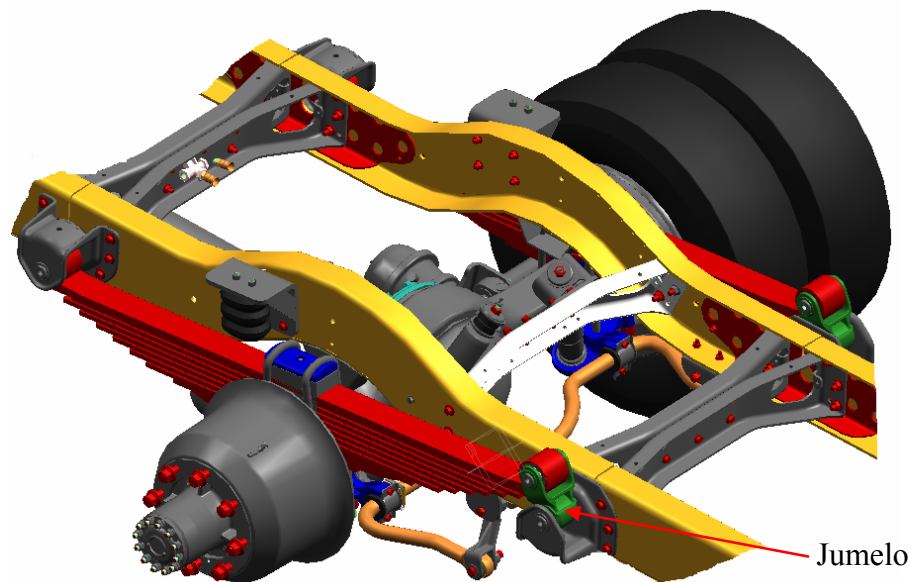


Figura 2.9 – Suspensão de molas semi-elípticas com laminas paralelas
(Fonte: Projeto restrito de identificação)



Figura 2.10 – Suspensão de molas semi-elípticas de laminas parabólicas
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

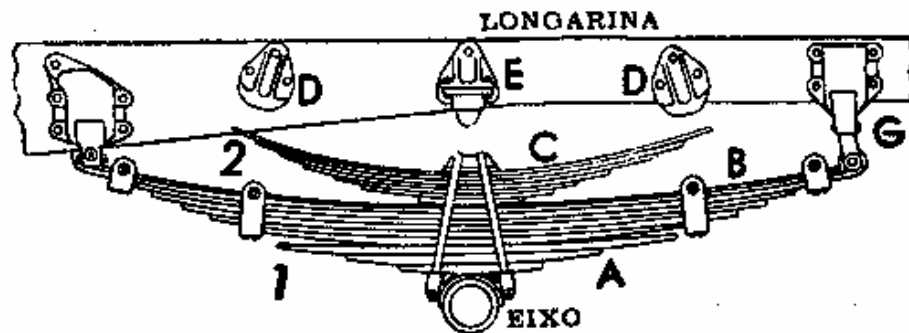


Figura 2.11 – Suspensão de molas semi-elípticas, com mola auxiliar e lâminas paralelas
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

Alem desses modelos, há uma suspensão com mola semi-elíptica, com apoios para deslizamento das lâminas como mostra a figura 2.12. Destaca-se que este sistema necessita de braços auxiliares para fixação do eixo.

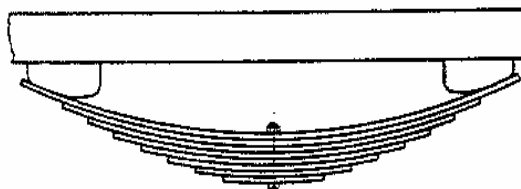


Figura 2.12 – Suspensão com mola de deslizamento
(Fonte: SAE HS 788)

As suspensões do tipo feixe de mola como os das figuras 2.9 e 2.10, também já foram utilizadas em veículos de passeio, mas desenvolvidas com molas macias. A figura 2.13 mostra uma suspensão com molas transversais. Ela necessita de barras auxiliares para posicionamento do eixo.

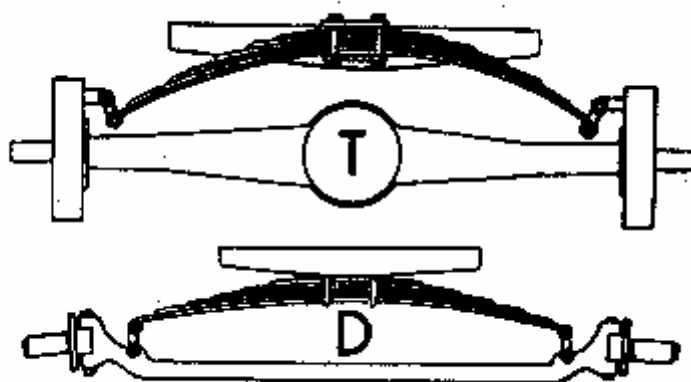


Figura 2.13 – Suspensão com molas semi-elípticas transversais.

(Fonte: Arias-Paz, 1978)

b) Suspensão Independente: Este tipo de suspensão é muito utilizado em veículos de passeio e utilitários, ver figuras 2.14 e 2.15. Alguns veículos médios de carga utilizam este tipo de suspensão na dianteira.

Vantagens deste tipo de suspensão:

- O volume de massa não suspensa é menor e permite um movimento melhor do pneu;
- Não existe uma ligação entre as rodas, então não há interferência no movimento entre elas;
- Difícil de ocorrer vibração nas rodas;
- Possibilidade das molas mais macias, serem utilizadas;
- Como não possui viga entre as rodas que se movimentam, é possível posicionar o trem de força mais baixo em relação ao chassi.

Desvantagens deste tipo de suspensão:

- A construção é mais complexa;
- Custo de fabricação elevado;
- A movimentação da suspensão faz variar o camber e a bitola;
- Maior desgaste dos pneus, devido à variação do alinhamento da roda.

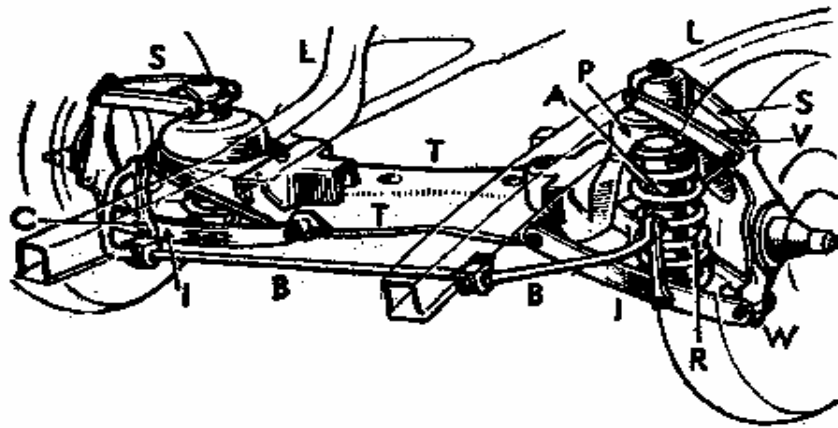


Figura 2.14 – Suspensão independente com braços trapezoidais
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

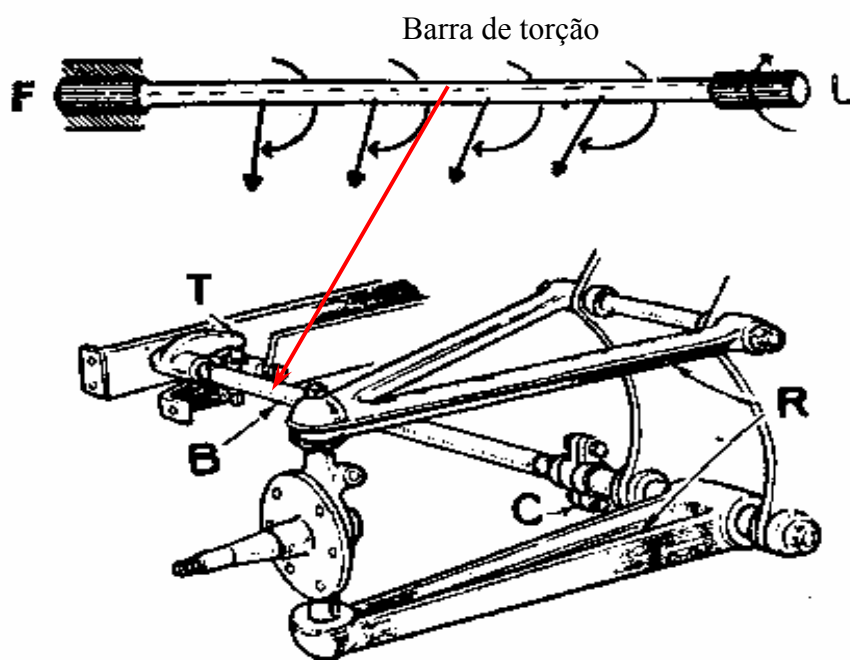


Figura 2.15 – Suspensão independente com barra de torção
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

c) Suspensão Mc Person: Este sistema utiliza o amortecedor como parte importante da movimentação da articulação, com a função de pino rei ou eixo de giro da roda, ver figura 2.16. Atualmente, é muito utilizado nos carros de passeio.

Vantagens deste sistema:

- Possibilidade para se levantar o eixo de rolagem do veículo;
- Pouca variação do camber, caster e bitola;
- Possibilidade para absorver com facilidade os erros de produção das peças, quando os pontos de fixação são mais afastados;
- Distribui melhor o esforço de impacto;
- A mola da suspensão pode ser colocada mais próxima da roda, ocupando menos espaço;
- Podem-se usar molas mais macias.

Desvantagens deste sistema:

- Frequente ocorrência de folga no amortecedor;
- Grande variação do camber em curva;
- A inércia da massa de giro do sistema é relativamente grande;
- O sistema é difícil de ser utilizado em veículos que não sejam monobloco.

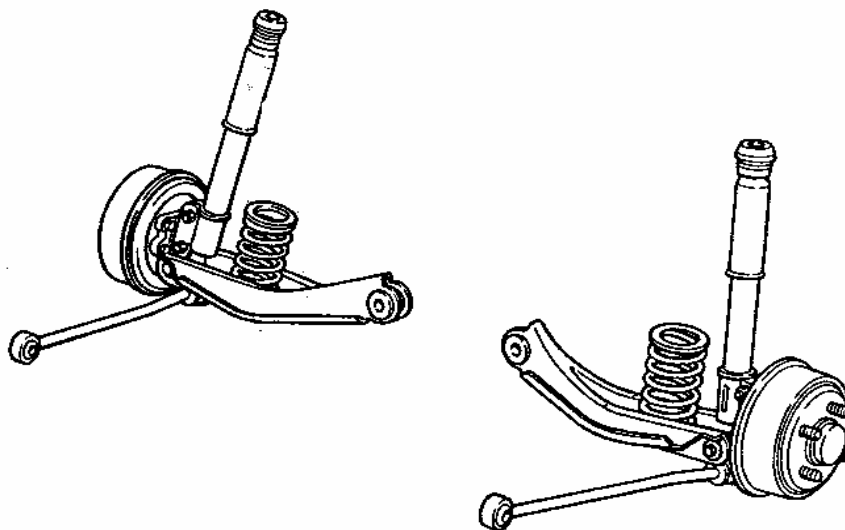


Figura 2.16 – Suspensão independente Mc Person

(Fonte: Arias-Paz, 1978)

d) Suspensão Pneumática: Muito utilizada em veículos grandes, principalmente em ônibus e veículos com eixos rígidos, ver figura 2.17. Na Europa, por exemplo, já existe suspensão pneumática independente, para eixo dianteiro.

Vantagens deste sistema:

- Mais conforto;
- Menor curso de suspensão;
- Menor rolagem do veículo;
- Maior estabilidade do veículo;
- Grande capacidade de carga;
- Possui uma carga de mola quase constante entre veículo vazio e carregado, com isso diminui a variação da frequência. A altura do veículo será sempre constante, pois o que varia é o volume de ar e a pressão.

Desvantagens deste sistema:

- Alto custo de fabricação,
- Só é utilizável em veículos que possuem compressor de ar.

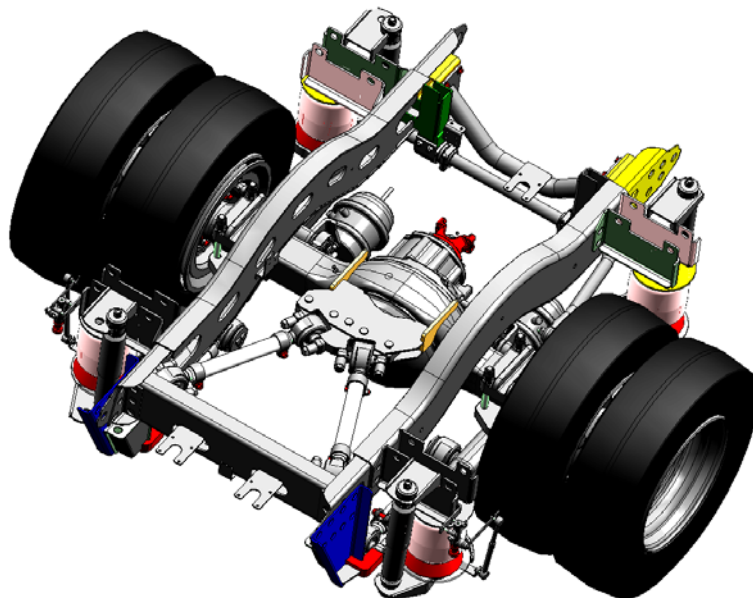


Figura 2.17 – Suspensão Pneumática de quatro bolsas
(Fonte: Projeto restrito de identificação)

2.7 – SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção está intimamente ligado ao sistema de suspensão, por isto são projetados juntos. Portanto, também tem que observar os ângulos de esterçamento, posicionamento das articulações da suspensão dianteira e posicionamento do setor de direção.

Os mecanismos de direção são divididos em:

a) Mecanismo de cremalheira: Este mecanismo, mostrado na figura 2.18, possui menos pontos de articulação, menor peso, melhor rendimento e conseqüentemente menor esforço no volante e maior rigidez, o que torna o dirigir mais sensível a impactos. É muito utilizado em veículos de passeio ou leves com suspensão independente.

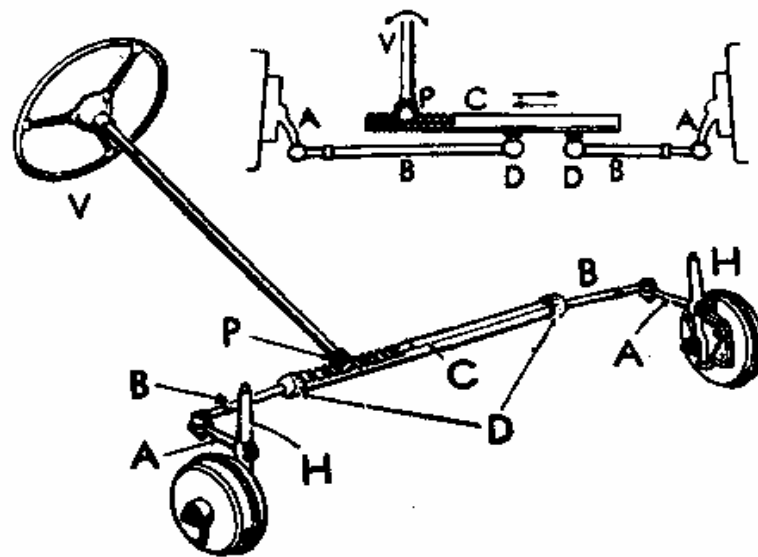


Figura 2.18 – Sistema de direção por cremalheira

(Fonte: Arias-Paz, 1978)

b) Mecanismo do tipo coroa e sem-fim: Este tipo de sistema de direção, ver figura 2.19, era o mais utilizado para os projetos de suspensão, pois tinha um custo menor. Ele necessita de barras de ligação em todo o sistema de direção.

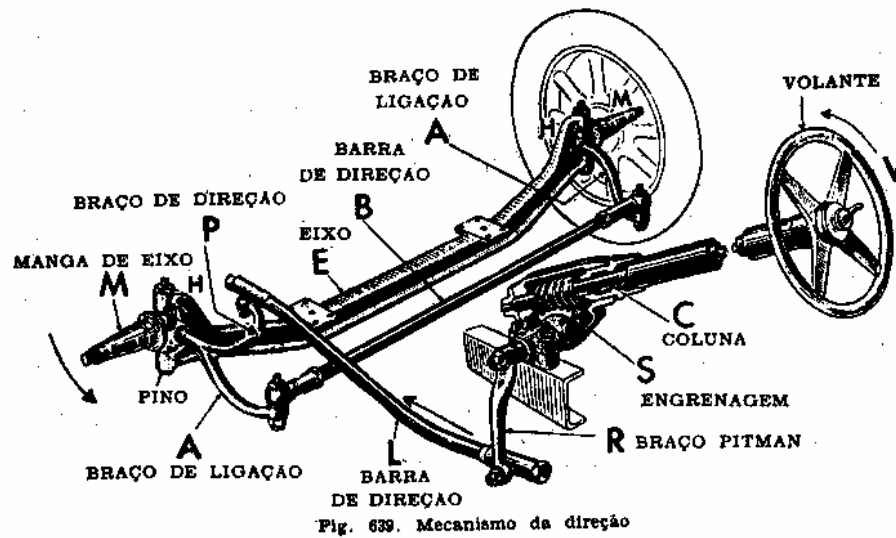


Figura 2.19 – Sistema de direção do tipo coroa sem-fim
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

c) Mecanismo com esferas circulantes: É um sistema do tipo sem-fim com esferas que circulam conforme mostra a figura 2.20, com menor esforço e resistência de acionamento. É melhor do ponto de vista de absorção de choques das rodas, transmitindo menor impacto ao volante. Atualmente, este sistema tem substituído o anterior, pois apresenta um rendimento melhor e com menor esforço, pois possui uma relação progressiva entre a cremalheira e o sem-fim.

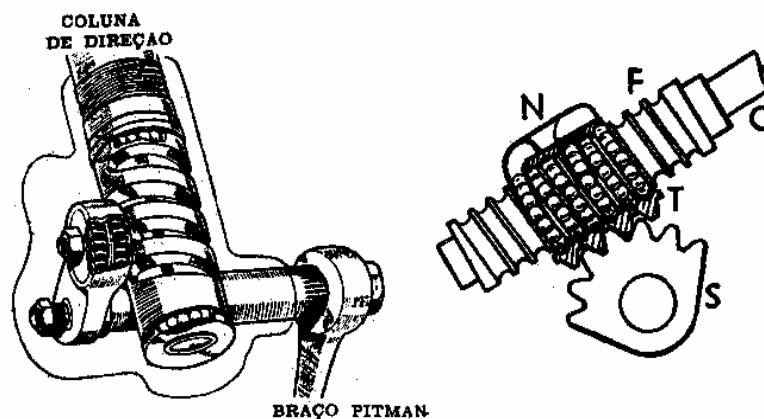


Figura 2.20 – Sistema de direção com esferas circulantes
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

d) Mecanismo de direção hidráulica: Estes mecanismos são do tipo cremalheira com esferas circulantes e são servos assistidos hidraulicamente, conforme a figura 2.21. Este sistema reduz drasticamente os esforços de direção, as vibrações das rodas e os impactos. Atualmente, é o sistema mais utilizado nos veículos pesados e nos carros de passeio mais sofisticados.

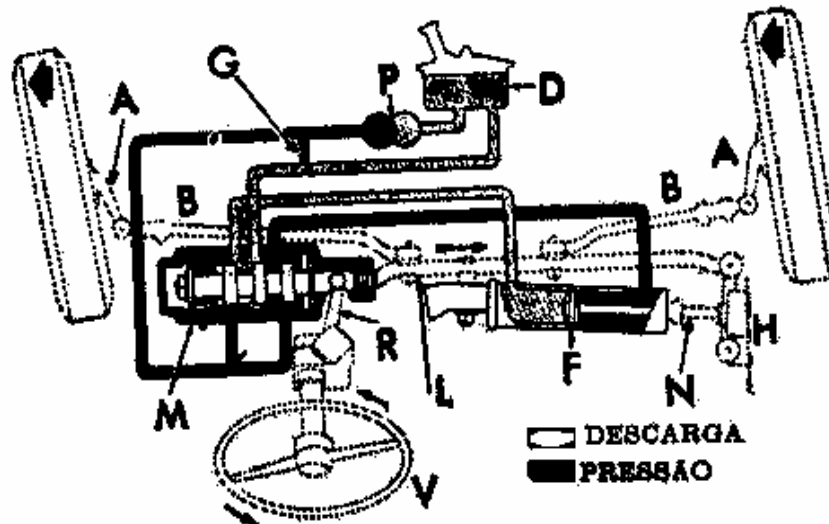


Figura 2.21 – Sistema de direção servo assistido hidraulicamente
(Fonte: Arias-Paz, 1978)

2.8 – SISTEMA DE FREIO

Na determinação do freio, o item mais importante num veículo é a segurança, ainda que seja levado em conta o fator custo. Pode-se dizer que na legislação de freios, as expectativas dos usuários, os custos de manutenção e a garantia oferecida, são os fatores determinantes na escolha do tipo de freio a ser utilizado no projeto do veículo. Na escolha do freio devemos levar em conta:

- A máxima velocidade que o veículo pode atingir ao trafegar;
- Se o veículo é de passageiro ou de carga;
- A desaceleração desejada na frenagem;
- O esforço no pedal;
- Durabilidade das pastilhas e lonas de freio;
- A legislação a que este veículo estará sujeito.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os fundamentos teóricos para avaliar a distribuição de carga, o desempenho veicular, a performance de frenagem e a resistência do chassi; que servirão de base para a implementação das planilhas de cálculo e conseqüente obtenção de parâmetros do veículo.

3.1 - DISTRIBUIÇÃO DAS CARGAS DE UM VEÍCULO

Todos os veículos estão sujeitos a cargas estáticas e dinâmicas. As cargas dinâmicas são resultantes das forças de inércia. A carga estática é resultante do peso do próprio veículo, da carga que será transportada e eventualmente das cargas do sistema de acoplamento do reboque. Já as cargas simétricas são as que atuam predominantemente no sentido vertical, e que causam a flexão das longarinas (membros laterais). As cargas que agem sobre o plano do quadro causam a flexão dos membros laterais (longarinas) e dos membros do chassi (travessas e demais componentes) [Karaoglu, 2001].

Segundo Dixon [1996], as propriedades de inércia em um veículo são representadas por:

- (1) A massa, m ;
- (2) A posição do centro de gravidade, G ;
- (3) O segundo momento de massa sobre cada eixo;
- (4) Os produtos de inércia.

Na prática, por causa da simetria, os produtos de inércia I_{xy} e I_{yz} são usualmente definidos como zero. I_{xz} é também pequeno, mas algumas vezes é considerado. Isto é, os eixos principais de inércia são próximos aos eixos xyz , embora o eixo principal longitudinal seja levemente inclinado, usualmente para baixo na parte frontal.

As propriedades de inércia dependem da condição de carregamento, que pode melhor ser definido estabelecendo valores para o veículo descarregado, e logo incorporar qualquer condição particular de carregamento requerido. Em geral, o veículo é tratado como um corpo rígido, mas em alguns casos é desejável incluir os efeitos de carga em translação, a exemplo das cargas líquidas.

A massa e o centro de gravidade do veículo podem ser calculados, quando as massas e as posições dos centros de gravidade dos componentes forem conhecidas. Na presença de um grande número de componentes, isto pode ser inconveniente, mesmo se automatizado, mas é a única maneira disponível no estágio do anteprojeto. Neste método, um sistema de coordenadas é definido, tipicamente x no sentido longitudinal do veículo (para frente do veículo) partindo-se da linha central da suspensão dianteira (conhecida como linha zero), y lateralmente partindo do plano central do veículo para a direita e z verticalmente ao veículo no sentido do solo. O momento total de massa em torno da linha zero pode então ser calculado somando as contribuições de cada componente, $\sum x_k m_k$, onde x_k é a posição e m_k é a massa do componente k , ver figura 3.1. A posição do centro de gravidade do veículo resulta como:

$$X = \frac{\sum x_k \cdot m_k}{M} \quad (3.1)$$

onde,

M : massa total do veículo

X : distância do centro de gravidade G do veículo à linha zero (eixo dianteiro ED)

m_k : massa do componente

x_k : distância do componente à linha zero (eixo dianteiro ED)

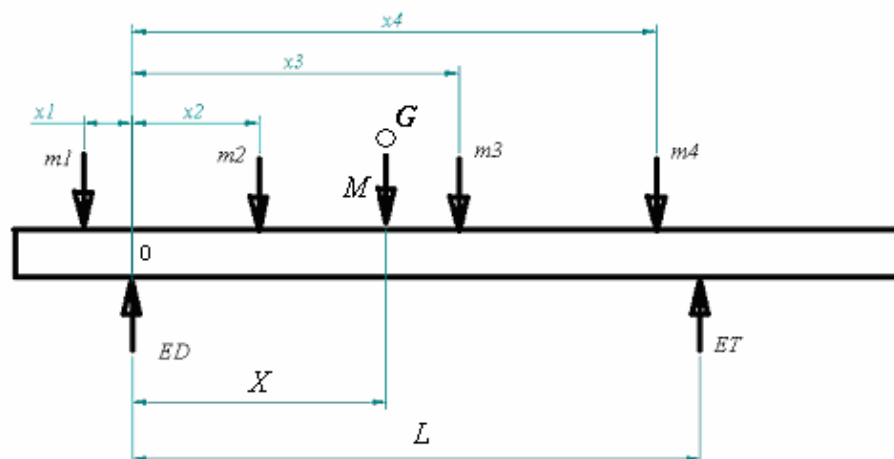


Figura 3.1 - Diagrama de cargas

Quando já existe o veículo, o peso e o centro de gravidade podem ser encontrados facilmente, fazendo a pesagem do mesmo. Assim, a reação vertical em cada roda pode ser medida. Considerando a reação na roda dianteira esquerda como F_{VJL} e a reação na roda dianteira direita como F_{VJR} , a reação no eixo dianteiro N_f é então:

$$N_f = F_{VJL} + F_{VJR} \quad (3.2)$$

onde,

N_f : reação no eixo dianteiro

F_{VJL} : reação na roda esquerda

F_{VJR} : reação na roda direita

A figura 3.2 mostra o peso W do veículo localizado no centro de gravidade e as reações nos eixos. Este ponto é denotado por G (ou CG segundo diversos autores). Para um corpo livre como o da Figura 3.2, que está em equilíbrio, $W = N_f + N_r$ é correto, isto é, com força vertical igual a zero.

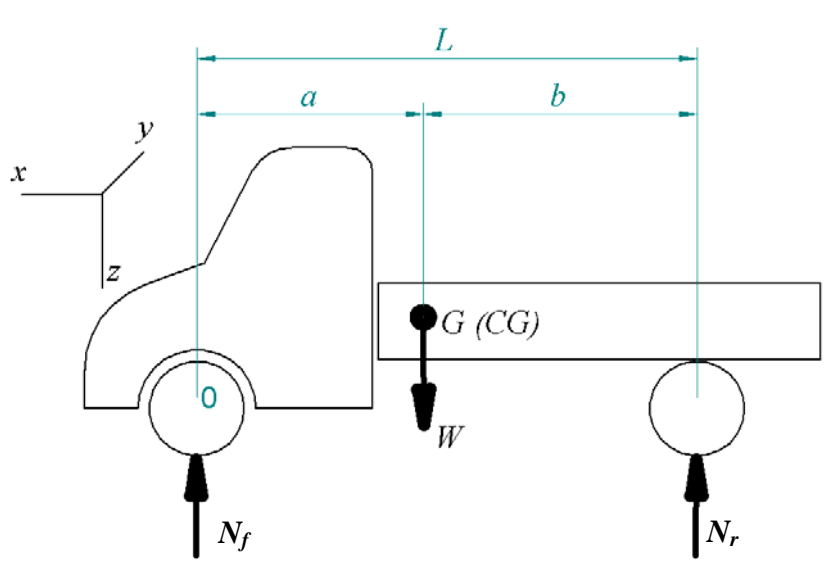


Figura 3.2 - Diagrama estático de corpo livre do veículo

A posição do ponto G no sentido longitudinal, distância a na figura 3.2, pode ser determinada pela somatório dos momentos, por exemplo, em torno do eixo frontal:

$$\sum M_f + \sum M_g = -aW + LN_r = 0 \quad (3.3)$$

$$a = \frac{N_r L}{W} \quad (3.4)$$

onde,

W : Peso bruto total do veículo (PBT)

a : distância do centro de gravidade CG à linha zero (eixo dianteiro)

L : distancia entre os eixos

N_r : reação no eixo traseiro

Já a determinação da altura do ponto G do veículo é mais complexa. Há vários métodos, um deles, por exemplo, é erguer uma das extremidades do veículo, como mostra o esquema da figura 3.3, com uma força F no ponto P , até atingir o ângulo θ , Dixon [1996]. O veículo pode ser erguido sobre as rodas traseiras, apoiado no solo sobre uma célula de carga ou balança. Como alternativa pode-se levantar o veículo com uma célula de carga no ponto P e esta fornece a força F . Para não ocorrer à transferência de carga devido à deflexão da suspensão, ela deve ser travada em sua posição normal (colocar um calço nas molas).

Aplicando o equilíbrio dos momentos ao corpo livre de figura 3.3 resulta:

$$W c - F(c + d) = 0 \quad (3.5)$$

$$W d - N_r(c + d) = 0 \quad (3.6)$$

as quais permitem conhecer os valores de c e d , porquanto a soma $c+d$ é conhecida.

onde,

c : distância do CG à linha zero (eixo dianteiro) com o veículo erguido

d : distância do CG ao eixo traseiro com o veículo erguido

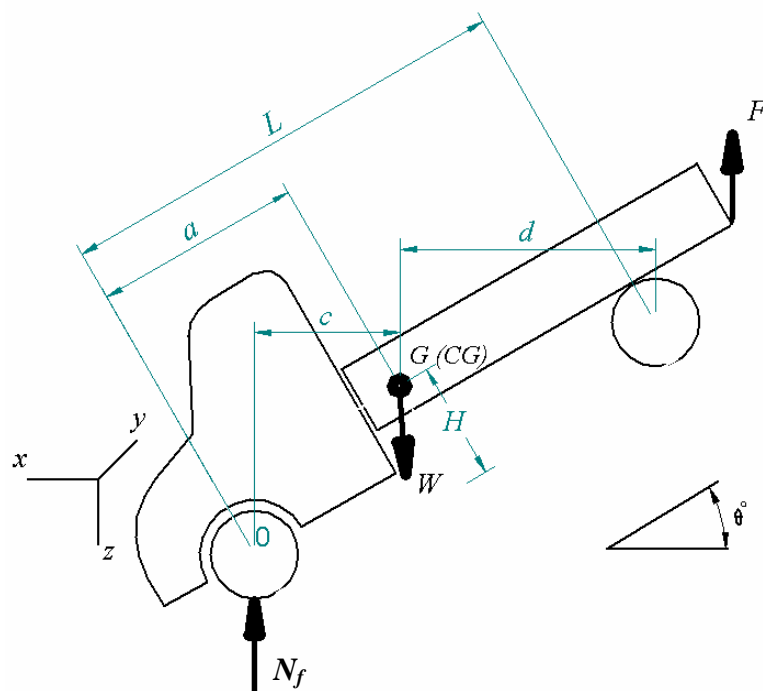


Figura 3.3 - Diagrama para determinar a altura H do ponto G

Conhecida a dimensão c , medida da linha de centro da roda dianteira à linha de ação de W , e em conjunto com o ângulo θ , se pode encontrar o valor da altura H de G através das expressões:

$$c + H \operatorname{sen} \theta = a \cos \theta + r \operatorname{sen} \theta \quad (3.7)$$

$$H = R_L + \frac{a \cdot \cos \theta - c}{\operatorname{sen} \theta} \quad (3.8)$$

onde,

H : altura do centro de gravidade em relação ao solo

r : raio do pneu

θ : ângulo que foi erguido o veículo

O segundo momento de massa pode ser determinado para os eixos a partir do centro de massa. Considerando o sistema de eixos padrão xyz e usando o teorema dos eixos paralelos resulta:

$$I_{xx} = \sum (I_k + m_k x_k^2) \quad (3.9)$$

onde,

I_{xx} : momento de inércia do veículo em x

I_k : momento de inércia de massa do componente

O carregamento de um veículo comercial médio ou grande pode ter um considerável efeito nas propriedades de inércia. Por causa deste efeito, cada caso deve ser considerado individualmente. O efeito de adicionar carga no veículo move o ponto *CG* para trás e ligeiramente para cima. O centro de gravidade é considerado um ponto fixo no corpo na maioria dos veículos, para se ter uma condição de carregamento definido, e a massa total é tratada como uma constante [Dixon, 1996].

A distribuição de massa vista por Gillespie [1992] é também composta pela distribuição de seus componentes. Para obter-se o comportamento dinâmico do veículo, é importante ter definidas: as forças impostas pelos componentes; a excitação das estradas através dos pneus; as forças de inércia; a força da gravidade e a força aerodinâmica. Assim, após definir a distribuição de carga, o centro de gravidade *CG* do veículo, os momentos de massa e os momentos de inércia, pode-se calcular: as forças de frenagem; a aceleração do veículo e o desempenho. A figura 3.4 mostra o sistema de eixos num veículo com origem no seu *CG*.

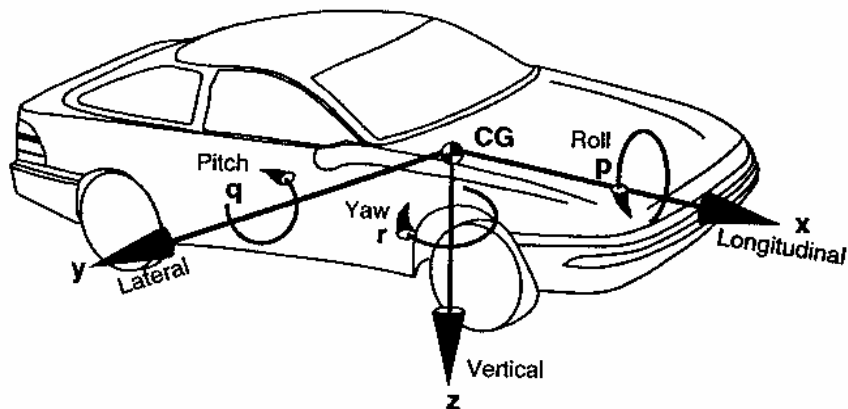


Figura 3.4.- SAE Sistema de eixos de um veículo

(Fonte: Gillespie, 1992).

Pela convenção da SAE [SAE J670e] a notação utilizada é:

- X : coordenada para frente e no plano longitudinal de simetria;
- Y : coordenada lateral, lado direito do veículo;
- Z : coordenada para baixo com respeito ao veículo;
- p : rotação em torno do eixo x (*roll*);
- q : rotação em torno do eixo y (*pitch*);
- r : rotação em torno do eixo z (*yaw*).

“O movimento do veículo é descrito geralmente pelas velocidades (para diante, na lateral, na vertical, *roll*, *pitch* e *yaw*) com respeito ao sistema coordenado fixo do veículo, onde as velocidades são referenciadas ao sistema de coordenadas [Gillespie, 1992]”.

3.2 – DESEMPENHO VEICULAR

O desempenho de um caminhão em relação a um veículo de passeio apresenta grandes diferenças quanto à velocidade, capacidade de aceleração, capacidade de carga, potência dos motores, capacidade de rampa, entre outras. A capacidade de aceleração decresce ao incrementar a velocidade, como se observa na figura 3.5. Como era de esperar os caminhões apresentam menores níveis de desempenho que os carros por causa da desfavorável relação do seu peso em relação à potência do motor, [Gillespie, 1992].

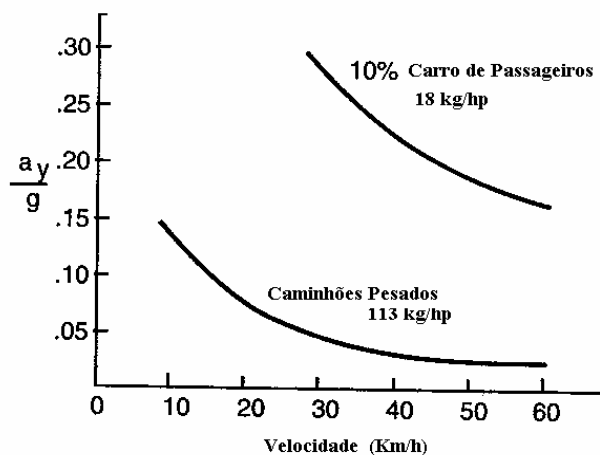


Figura 3.5 - Efeito da velocidade na capacidade de aceleração dos carros e caminhões

(Fonte: Gillespie, 1992)

Embora esta seja uma representação simples do desempenho de aceleração de um veículo, é útil para o engenheiro de estrada ou responsáveis do projeto da estrada, estabelecer políticas sobre as necessidades de pistas mais largas e com aclives longos para permitir um melhor desempenho dos veículos [Gillespie 1992].

Começando com o motor, deve-se recordar que o torque do motor é medido em rotação constante em um dinamômetro, assim o torque entregue ao sistema de transmissão é reduzido por uma quantidade necessária para acelerar a inércia dos componentes rotativos (como as cargas secundárias não consideradas neste caso, a exemplo do ventilador). O torque do motor entregue através da embreagem na entrada da transmissão pode ser determinado através da aplicação da segunda lei de Newton, como:

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (3.10)$$

onde,

T_c : torque na embreagem (entrada à transmissão)

T_e : torque do motor em rotação constante (dinamômetro)

I_e : momento de inércia do motor

α_e : aceleração rotacional do motor

O torque na saída da transmissão é amplificado pela relação da engrenagem da transmissão, mas mesmo assim diminuído por perdas inerciais das engrenagens e dos eixos. Se a inércia da transmissão for caracterizada pelo seu valor da entrada, o torque da saída pode ser aproximado pela expressão:

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (3.11)$$

onde,

T_d : torque no eixo *cardan*

N_t : relação da transmissão

I_t : momento de inércia da transmissão

Similarmente, o torque entregue aos eixos para acelerar as rodas e proporcionar a força trativa no solo, é amplificado ou reduzido conforme a relação da transmissão. Assim, o torque final nas rodas é dado pela expressão;

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (3.12)$$

onde,

T_a : torque nos eixos

F_x : força de tração no solo

I_w : momento de inércia das rodas e dos eixos

α_w : aceleração angular das rodas

I_d : momento de inércia do *cardan*

α_d : aceleração angular do *cardan*

N_f : relação final de transmissão

As acelerações angulares do motor e do *cardan* estão relacionadas com as acelerações das rodas através da relação de transmissão.

$$\alpha_d = N_f \alpha_w \quad \text{e} \quad \alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w \quad (3.13)$$

onde,

α_e : aceleração angular do motor

Fazendo uma combinação das equações acima, pode-se calcular a força de tração disponível no solo. Sabe-se que a aceleração do veículo a_x , é fornecida pela aceleração angular da roda α_w vezes o raio do pneu.

As perdas mecânicas e viscosas dos componentes na linha propulsora (transmissão, eixo motor, diferencial e eixos) devem ser consideradas, pois estas agem para reduzir o torque do motor em proporção ao produto das eficiências dos componentes individuais. As eficiências variam amplamente com o nível do torque na linha propulsora porque as perdas viscosas ocorrem mesmo quando o torque é zero. Em geral, se considera a eficiência próxima de um valor entre 80% a 90%. As perdas mecânicas afetam a obtenção da força de tração,

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - [(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w] \frac{a_x}{r^2} \quad (3.14)$$

onde,

η_{tf} : eficiência total da transmissão

N_{tf} : relação final da transmissão

O primeiro termo do lado direito da equação (3.14) considera o torque do motor multiplicado pela relação total da engrenagem e pela eficiência do sistema de transmissão, mas dividido pelo raio do pneu. Este termo representa a força de tração em estado permanente disponível no solo para superar as forças aerodinâmicas e resistência da rolagem, para acelerar ou para subir uma rampa.

O segundo termo representa as "perdas" da força de tração devido ao momento de inércia do motor e dos componentes do trem de força. O termo entre parênteses ($I_e + I_t$) indica que o momento de inércia equivalente de cada componente "é amplificado" pelo quadrado da relação de transmissão entre o componente e as rodas.

Conhecendo-se a força de tração, agora é possível calcular a aceleração do veículo. Com a expressão (3.15) pode-se calcular a aceleração, onde se devem considerar todas as forças que atuam sobre o veículo conforme mostra a figura 3.6. A equação é,

$$Ma_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \cdot \text{sen} \theta \quad (3.15)$$

onde,

a_x : aceleração longitudinal

F_x : força de tração no solo

R_x : força de resistência à rolagem

D_A : força aerodinâmica

R_{hx} : força de tração no engate se existir reboque

Substituindo F_x da equação (3.14) na equação (3.15), resulta,

$$(M + m_r)a_x = \frac{W + W_r}{g} a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \theta \quad (3.16)$$

onde,

m_r : massa equivalente dos componentes em rotação

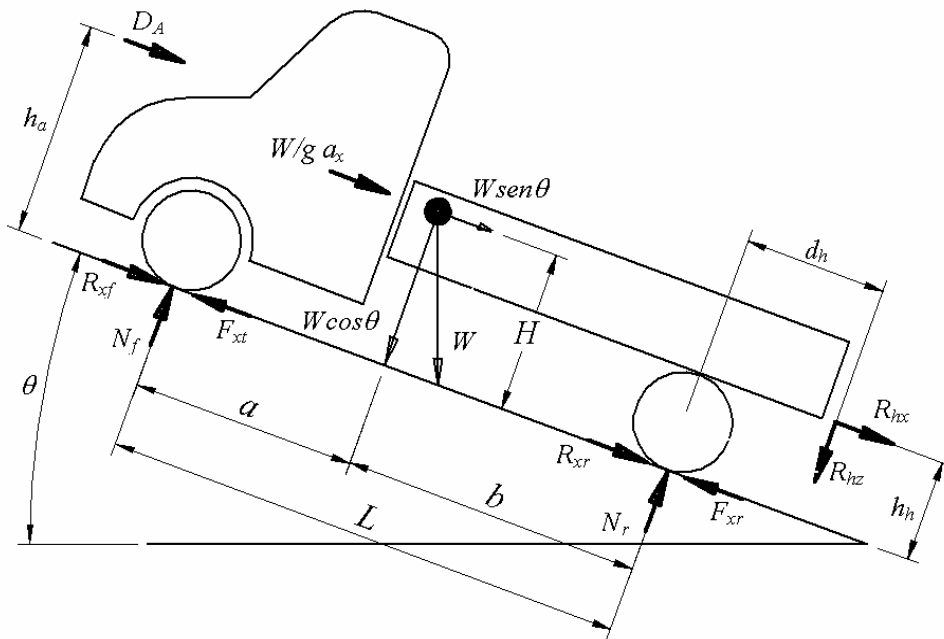


Figura 3.6 - Forças que atuam sobre um veículo

A força de tração gerada pelo motor/trem de força é um esforço disponível para superar as forças de resistência da estrada e acelerar o veículo. Isto está representado na figura 3.7, para uma transmissão manual de quatro velocidades.

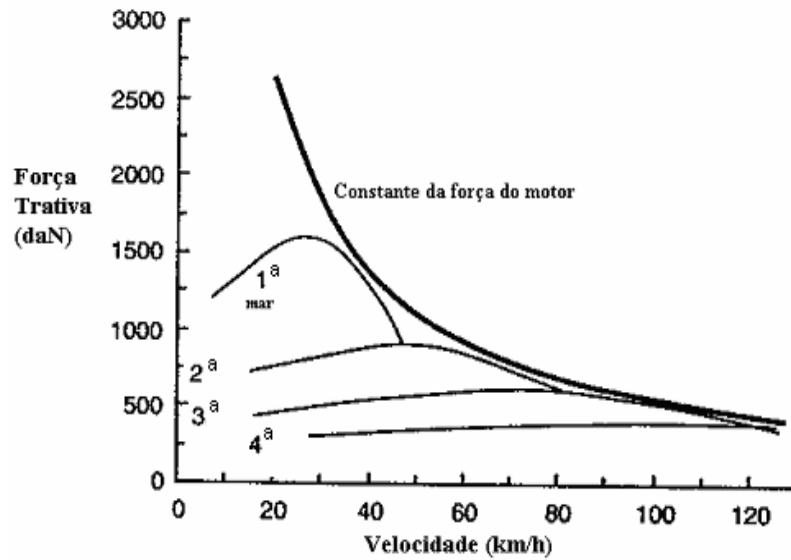


Figura 3.7 - Força de tração x velocidade de um veículo.
(Fonte: Gillespie, 1992)

A “potência constante do motor” é igual à potência máxima do motor em cada marcha, que é o limite superior da força de tração disponível menos todas as perdas dos componentes de transmissão. Ela é aproximada somente quando o motor atinge a velocidade em que desenvolve a potência máxima. A área entre as linhas de cada marcha e a curva da potência constante é um indicativo das deficiências (perdas) da transmissão para proporcionar o desempenho máximo da aceleração.

3.3 – PERFORMANCE DE FRENAGEM

A equação geral para o cálculo da performance de frenagem é obtida a partir da Segunda lei Newton na direção x , onde as forças que atuam no veículo são geralmente as mostradas na figura 3.6,

$$M.a_x = -\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \text{ sen}\theta \quad (3.17)$$

onde,

g : aceleração gravitacional

$D_x = -a_x$: desaceleração linear

- F_{xf} : força de frenagem no eixo dianteiro
 F_{xr} : força de frenagem no eixo traseiro
 D_A : força aerodinâmica
 θ : ângulo da rampa

As forças de frenagem dianteira e traseira são obtidas do torque dos freios, da resistência à rolagem, da fricção dos componentes e do atrito do sistema propulsor. Uma análise detalhada da desaceleração requer conhecimento de todas estas forças que agem sobre o veículo.

Estes componentes que atuam na frenagem podem ser derivadas, supondo-se que as forças que agem no veículo serão constantes durante toda a aplicação do freio. As equações resultantes definem as relações básicas que governam uma manobra de frenagem.

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (3.18)$$

onde,

- F_{xt} : força de desaceleração total longitudinal
 V : velocidade

Esta equação pode ser integrada (porque F_{xt} é constante) para uma desaceleração (repentina) da velocidade inicial, V_o a uma velocidade final, V_f :

$$\int_{V_o}^{V_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{t_s} dt \quad (3.19)$$

$$V_o - V_f = \frac{F_{xt} t_s}{M} \quad (3.20)$$

onde,

- t_s : tempo para mudança de velocidade

Como a velocidade e a distância estão relacionadas por $V=dx/dt$, pode-se substituir para "dt" na equação (3.18), integrando-a e o relacionamento entre a velocidade e a distância será:

$$\frac{V_o^2 - V_f^2}{2} = \frac{F_{xt}}{M} X \quad (3.21)$$

onde,

X : distância percorrida na frenagem até a mudança de velocidade igual a V_o

No caso onde a desaceleração resulta em uma parada total, temos que V_f é zero, e X é a distância de parada total, SD . Então:

$$SD = \frac{V_o^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_o^2}{2D_x} \quad (3.22)$$

Logo o tempo de parada, t_s , é,

$$t_s = \frac{V_o}{\frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_o}{D_x} \quad (3.23)$$

Sendo assim, em iguais circunstâncias, o tempo de parada é proporcional à velocidade, enquanto a distância percorrida é proporcional ao quadrado da velocidade (isto é, dobrando-se a velocidade dobra-se o tempo de parada, mas a distância requerida é quadruplicada), [Gillespie,1992].

A energia e a potência absorvida pelo sistema de freio podem ser substanciais durante uma frenagem em que ocorre uma parada brusca. Esta energia absorvida é a energia cinética do movimento do veículo que depende da massa dele, na forma seguinte,

$$Energia = \frac{M}{2} (V_o^2 - V_f^2) \quad (3.24)$$

A absorção da potência varia com a velocidade, sendo equivalente à força de frenagem vezes a velocidade em qualquer instante de tempo. Assim, a dissipação da potência é maior no início da frenagem, quando a velocidade é mais elevada. Numa parada total, a absorção média da potência será a energia dividida pelo tempo de parada. Assim,

$$Potencia = \frac{M}{2} \cdot \frac{V_o^2}{t_s} \quad (3.25)$$

As forças que devem ser consideradas quando se estuda a frenagem de um veículo, são oriundas de diversas fontes de energia, tais como:

- Resistência ao Rolamento
- Força aerodinâmica
- Força da transmissão
- Rampa

O fator do freio é uma vantagem mecânica que pode ser utilizada em freios a tambor para minimizar o esforço da atuação. O mecanismo de um freio a tambor comum é mostrado de maneira simplificada na Figura 3.8. O freio consiste em duas sapatas que giram no pivô. A aplicação da força de atuação P_a empurra o material de fricção, que tem um coeficiente de atrito μ , contra o tambor que normalmente é feito de ferro fundido. O momento produzido pela força da fricção na sapata age para girar contra o tambor e aumentar a força de fricção desenvolvida. Existem vários mecanismos que proporcionam um ganho na frenagem, que se caracterizam como o fator do freio.

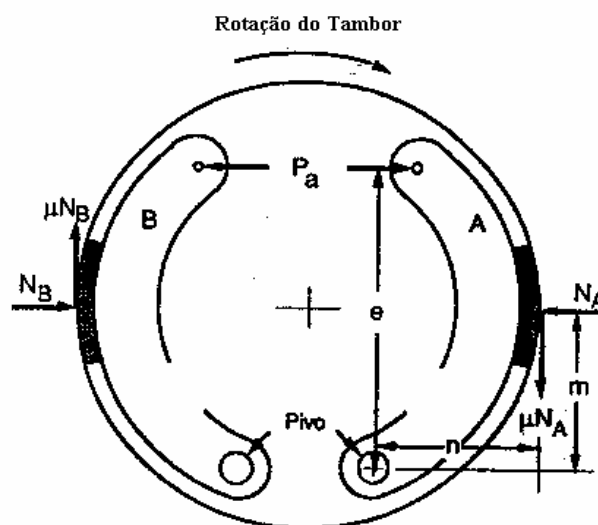


Figura 3.8 - Forças de atuação em um freio a tambor
(Fonte: Gillespie, 1992)

Quando o fator do freio é muito baixo, é necessária uma força aplicada no pedal de freio elevada, para se obter o torque de frenagem. Se for utilizado um sistema freio duo-servo, onde estão as duas sapatas acopladas entre si, isto faz com que se tenha um fator de freio mais elevado. As conseqüências de usar fatores elevados do freio são: sensibilidade ao coeficiente da lona de fricção, a possibilidade de ruído maior e guinar. Nos freios a disco onde o fator de freio é um, o freio apresenta um melhor desempenho do torque de frenagem, embora requeira mais esforço na atuação do freio. Também apresenta uma menor variação do torque de frenagem. Quando se tem uma variação grande na aplicação do freio, é difícil obter o balanço apropriado do esforço entre os freios dianteiro e traseiro, durante uma frenagem com esforço máximo.

A execução de uma frenagem em um veículo é o produto da aplicação do ganho do freio (torque/pressão) até o ponto onde ocorrerá o travamento das rodas em um dos eixos. Com o travamento das rodas de um eixo, acontece o deslizamento dos pneus, por isso a força de frenagem é reduzida a um eixo e o resultado que se tem é a perda de controle do veículo. Reconhece-se que o melhor projeto é aquele que ambos os eixos freiem simultaneamente até o ponto de parada. Ainda, isto não é possível por causa de algumas circunstâncias a que o veículo está exposto. Assim, proporcionar um ajuste de torque da frenagem com diferentes rendimentos nas rodas dianteiras e traseiras de acordo com as forças máximas de tração, pode ser uma alternativa simples que leva a um bom desempenho na hora da frenagem.

As determinantes de primeira ordem na frenagem são: a força máxima de tração no eixo, a carga do veículo e o coeficiente de fricção. Durante a frenagem ocorre a transferência dinâmica de parte da carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro de modo que a carga no eixo dianteiro na hora da frenagem é a carga estática mais a carga dinâmica transferida. Assim para uma frenagem, D_x :

$$W_f = \frac{b}{L}W + \frac{H}{L} \cdot \frac{W}{g} D_x = W_{fs} + W_d \quad (3.26)$$

$$W_r = \frac{a}{L}W + \frac{H}{L} \cdot \frac{W}{g} D_x = W_{rs} + W_d \quad (3.27)$$

onde,

W_{fs} : carga estática sobre o eixo dianteiro

W_{rs} : carga estática sobre o eixo traseiro

b : distância do eixo traseiro ao CG

W_d : carga transferida dinamicamente

$$W_d = (H/L)(W/g)D_x$$

A força máxima de frenagem em cada eixo é obtida por,

$$F_{xmf} = \mu_p \cdot W_f = \mu_p \cdot (W_{fs} + \frac{H}{L} \cdot \frac{W}{g} D_x) \quad (3.28)$$

$$F_{xmr} = \mu_p \cdot W_r = \mu_p \cdot (W_{rs} + \frac{H}{L} \cdot \frac{W}{g} D_x) \quad (3.29)$$

onde,

F_{xmf} : força máxima de frenagem no eixo dianteiro

F_{xmr} : força máxima de frenagem no eixo traseiro

μ_p : coeficiente máximo de atrito

A força máxima da frenagem depende da desaceleração requerida, variando diferentemente em cada eixo. A figura 3.9 mostra graficamente as forças de frenagem de acordo com as equações (3.28) e (3.29) para um carro de passageiro típico, com um alto e um baixo coeficiente de atrito.

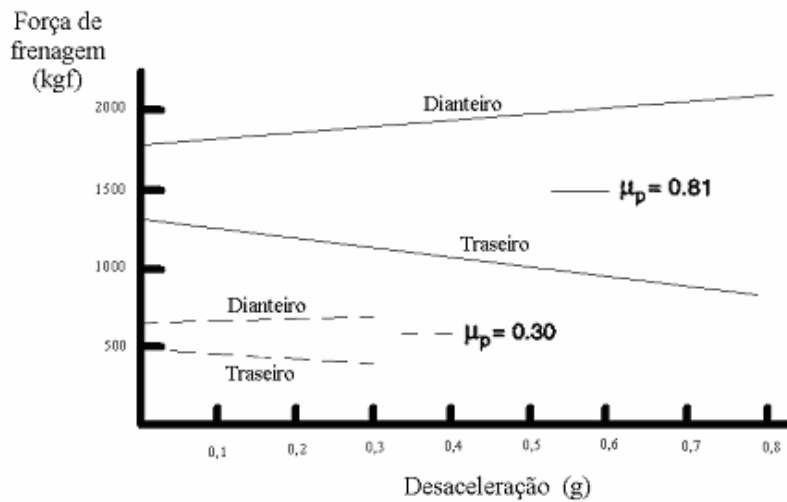


Figura 3.9 - Forças máximas do freio em função da desaceleração
(Fonte: Gillespie, 1992)

Visto que as equações (3.28) e (3.29) contêm a desaceleração como uma variável e não fornecem uma solução explícita para as forças de frenagem máximas de cada eixo. Estas podem ser obtidas sabendo-se que a desaceleração é uma função da força de frenagem total imposta ao veículo (sem consideração das outras forças presentes). Para resolver busca-se a relação das forças através das expressões,

$$D_x = \frac{(F_{xmf} + F_{xr})}{M} \quad (3.30)$$

$$D_x = \frac{(F_{xmr} + F_{xf})}{M} \quad (3.31)$$

Substituindo nas equações (3.28) e (3.29) das forças máximas, obtém-se,

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p \cdot (W_{fs} + \frac{H}{L} \cdot F_{xr})}{1 - \mu_p \cdot \frac{H}{L}} \quad (3.32)$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p \cdot (W_{rs} + \frac{H}{L} \cdot F_{xf})}{1 - \mu_p \cdot \frac{H}{L}} \quad (3.33)$$

Assim, a força de frenagem máxima no eixo dianteiro depende da carga transferida do eixo traseiro para o eixo dianteiro e da desaceleração resultante da ação do freio traseiro. O mesmo efeito ocorre no eixo traseiro de maneira inversa. Estas relações podem ser visualizadas na figura 3.10.

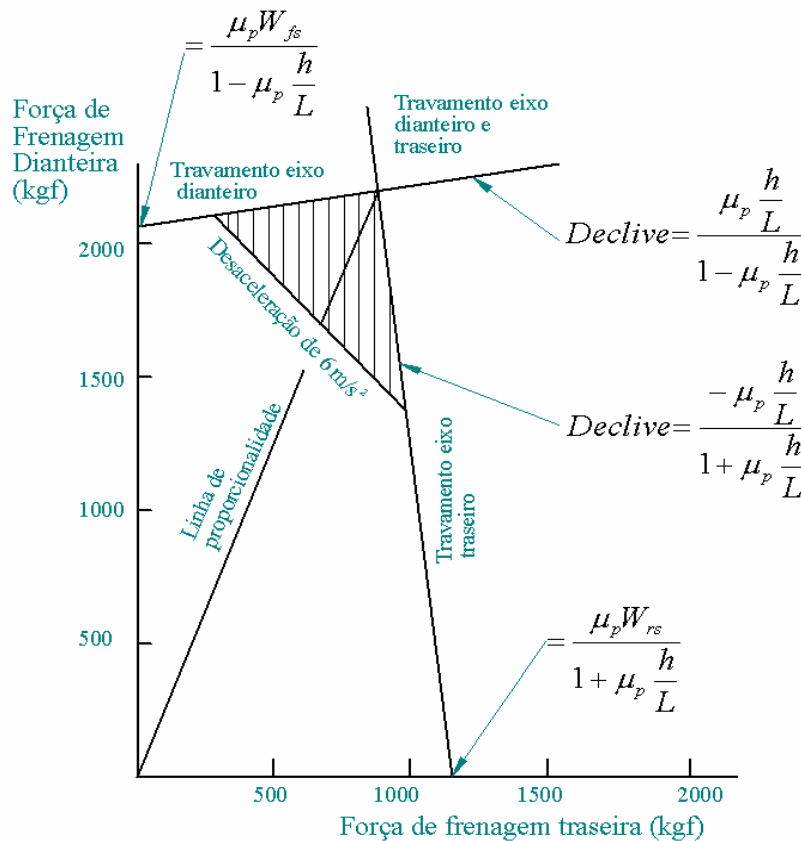


Figura 3.10 - Forças máximas de frenagem do eixo dianteiro e traseiro
(Fonte: Gillespie, 1992)

3.4 – RESISTÊNCIA DO CHASSI

Dentro do ponto de vista que o chassi está submetido a uma movimentação, sempre se quer obter uma rigidez elevada da carroceria e do quadro do chassi, para que se tenha um controle do veículo na elaboração do projeto da suspensão. O corpo do veículo é sustentado pela suspensão nos planos transversal dos eixos. As cargas principais são verticais, aplicadas primeiramente sobre as molas, os amortecedores e os demais componentes da suspensão e essencialmente são iguais às forças verticais sobre o pneu. Se as somas das forças verticais nas duas diagonais do veículo não forem iguais, então o chassi estará sujeito a uma torção.

Para transformar as forças torcionais do chassi em forças verticais se utiliza barras estabilizadoras (*anti-rolagem*) em auxílio a suspensão. Estas são projetadas para absorver o efeito de rolagem, de modo que as forças verticais do pneu influenciem sobre as forças laterais em uma maneira desejável. Se a rigidez de torção do corpo influenciar no comportamento, de modo inadequado, isto pode impedir que a suspensão trabalhe do modo desejado.

A rigidez torcional do corpo ou do chassi é medida aplicando as forças e os torques apropriados nos planos vertical e transversais das duas suspensões. A rigidez de torção do chassi não é facilmente calculada por causa da complexidade da estrutura e da influência das conexões entre as travessas e as longarinas, as quais podem ser imperfeitas e ter grande influência no cálculo.

Em veículos nos quais o chassi é usado separadamente, como nos caminhões e ônibus, as forças torcionais são complexas e certamente tem grande influência na movimentação. Muitos caminhões tendem a ter uma instabilidade devido a necessidade da utilização de molas traseiras muito duras para suportar as cargas requeridas, porque possuem uma rigidez à torção insuficiente na execução dos projetos, não permitindo que esta seja compensada com as barras estabilizadoras dianteiras. A construção típica de um quadro do chassi para caminhão possui o formato de escada, constituída por um par de trilhos laterais (longarinas) conectados por membros transversais (travessas).

As longarinas do chassi fletem como uma viga, visto pela lateral do veículo, mas isto tem pouca influência no uso do veículo, embora possa influenciar na geometria do sistema de direção [Dixon, 1996].

Como já foi calculada a distribuição de cargas ainda na figura 3.2, então se pode dimensionar a longarina do chassi.

Agora, analisam-se as tensões que ocorrem nas barras submetidas a cargas transversais ao longo do eixo. Quando se tem um carregamento vertical sobre uma barra longitudinal, esta pode ser considerada como uma viga. As cargas podem ser consideradas concentradas, ou distribuídas, ou ainda combinadas [Beer, 1989]. Neste caso iremos considerar um modelo simplificado de flexão vertical, para se analisar a longarina do chassi e será avaliada como uma viga em balanço simplesmente apoiada em dois pontos.

Assim, pode-se utilizar a estática para deduzir as relações que devem ser satisfeitas pelas tensões que atuam em uma secção transversal de uma viga em flexão pura. Chama-se de σ_x à tensão normal e as componentes τ_{xy} e τ_{xz} de tensão de cisalhamento. Sabe-se, através da estática, que um conjugado consiste de duas forças iguais e de sentidos opostos. Então, a

soma desses componentes em qualquer direção é igual a zero. Além disso, o momento do conjugado em relação a qualquer eixo contido em seu plano é igual a zero. Adotando o sistema de eixos como mostra a figura 3.11, pode-se expressar a equivalência do sistema de forças internas com o conjugado.

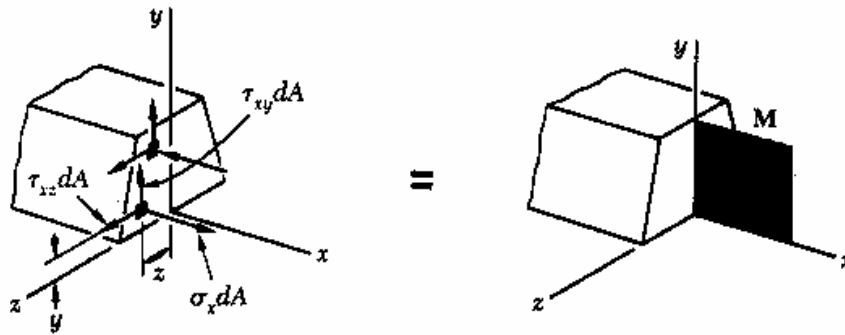


Figura 3.11 - Forças normais de uma secção da viga

(Fonte: Beer, 1989)

A soma das componentes, dos momentos e dos esforços elementares devem ser iguais à soma das componentes e dos momentos do conjugado M .

$$\sum F_x = 0 \quad \int \sigma_x dA = 0 \quad (3.35)$$

$$\sum M_y = 0 \quad \int z \sigma_x dA = 0 \quad (3.36)$$

$$\sum M_z = M \quad \int (-y \cdot \sigma_x dA) = M \quad (3.37)$$

O sinal negativo na equação acima, indica que a tensão de tração $\sigma_x > 0$ provoca um momento negativo (sentido horário) da força normal em relação ao eixo z .

Ao dimensionar uma viga, deve-se levar em conta qual o material a ser utilizado, as dimensões da secção, o carregamento que será submetido e qual é a estimativa de deflexão. Sabe-se que uma viga esta sujeita a ação de cargas transversais pode apresentar tensões normais e de cisalhamento em qualquer secção transversal. Em um regime elástico a tensão normal σ_x na secção varia linearmente com a distância y da fibra estudada até a linha neutra. O maior valor da tensão ocorre na fibra mais afastada da linha neutra. O valor da tensão depende também do momento fletor M , de modo que a tensão máxima ocorre na secção do momento máximo σ_m , então:

$$\sigma_m = \frac{M_{\max}}{W_r} \quad (3.38)$$

onde,

W_r : modulo de flexão da viga

Para os tipos mais comuns de vigas, a tensão de cisalhamento τ_{xy} em qualquer secção transversal é máxima na linha neutra. Como a tensão de cisalhamento depende do valor da força cortante V na secção, seu valor máximo vai ocorrer na linha neutra da secção onde a força cortante máxima τ_m , será:

$$\tau_m = \frac{V_{\max}}{Ib} \int_{y_0}^{h/2} y dA \quad (3.39)$$

onde,

$$\tau_m = \frac{V_{\max}}{Ib} M_s \quad (3.40)$$

M_s : momento estático

b : largura da secção

A determinação dos valores máximos da força cortante e do momento fletor é facilitada se os valores de V e M são marcados em relação a uma distância a partir de uma das extremidades da viga.

Pode-se obter o momento fletor e a força cortante em pontos escolhidos da viga como mostra a figura 3.12. Devem-se construir os diagramas de M e V . A obtenção destes valores será feita de maneira usual passando uma secção no ponto onde se deseja determiná-los e considerando o equilíbrio entre as partes da viga. Sabendo que:

$$\sum F_y = 0 \quad (3.41)$$

$$\sum M = 0 \quad (3.42)$$

$$\sum V = 0 \quad (3.43)$$

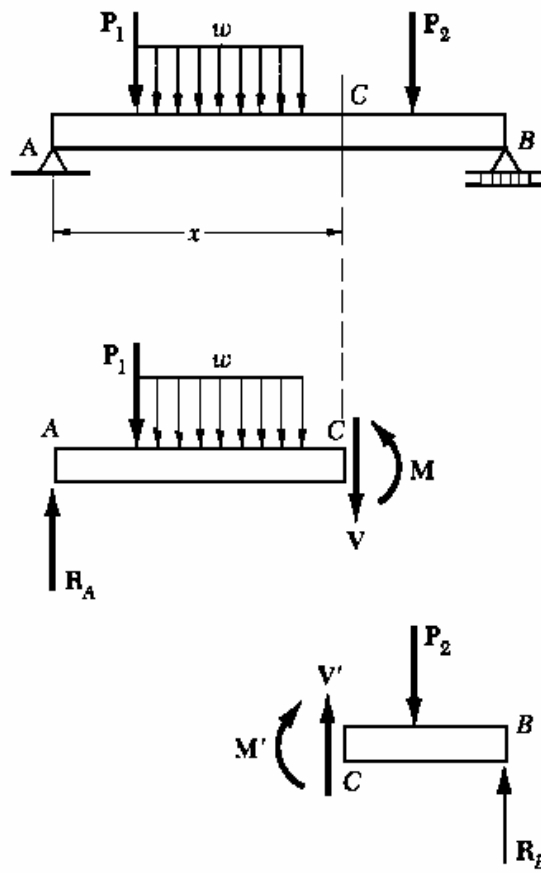


Figura 3.12 – Diagrama dos momentos e forças cortantes

4. IMPLEMENTAÇÃO E ANÁLISE DO ANTEPROJETO

Neste capítulo será implementada e analisada a metodologia proposta no trabalho, necessária para definição dos parâmetros do veículo como resultado do anteprojeto veicular.

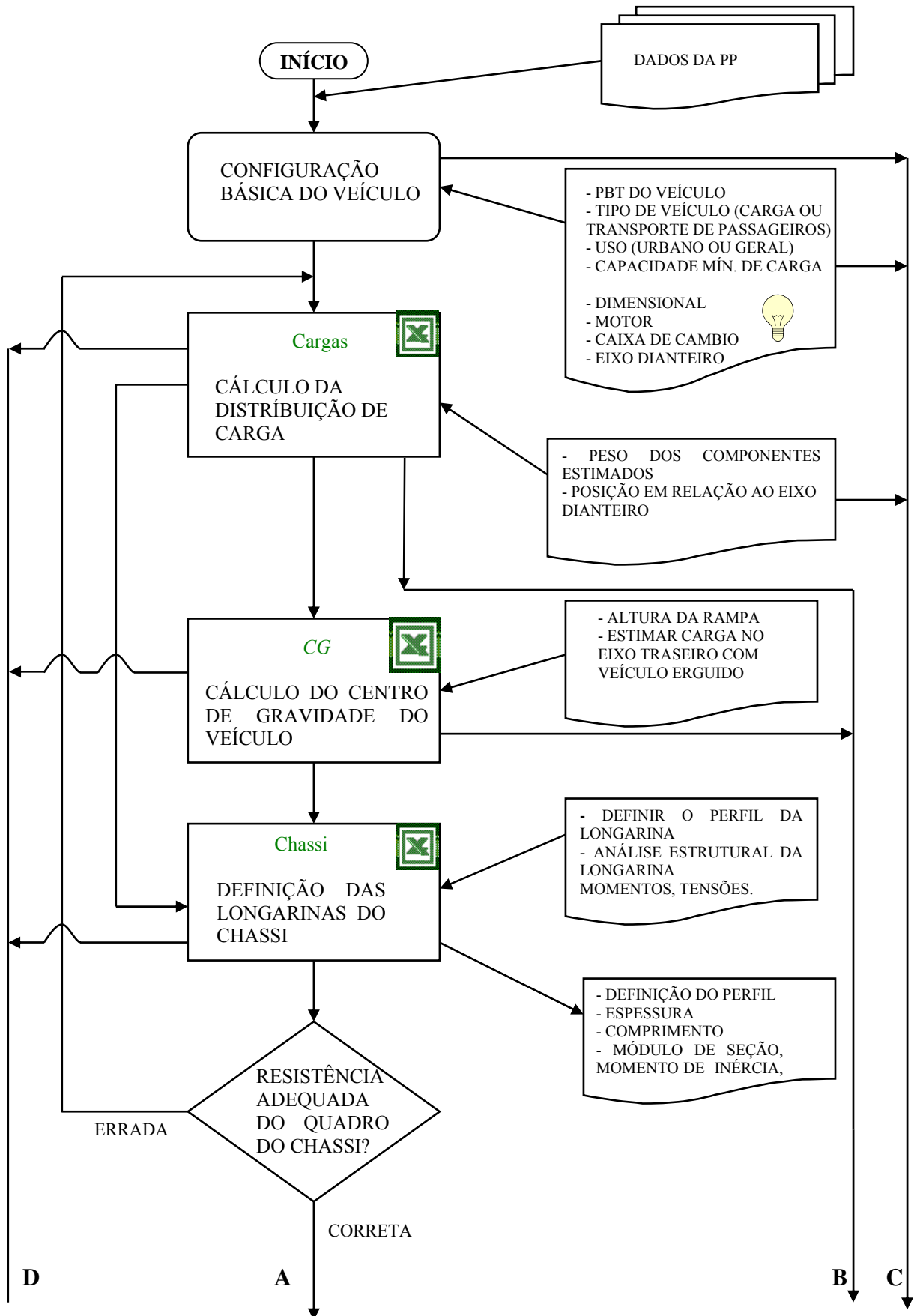
4.1 – METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DO ANTEPROJETO

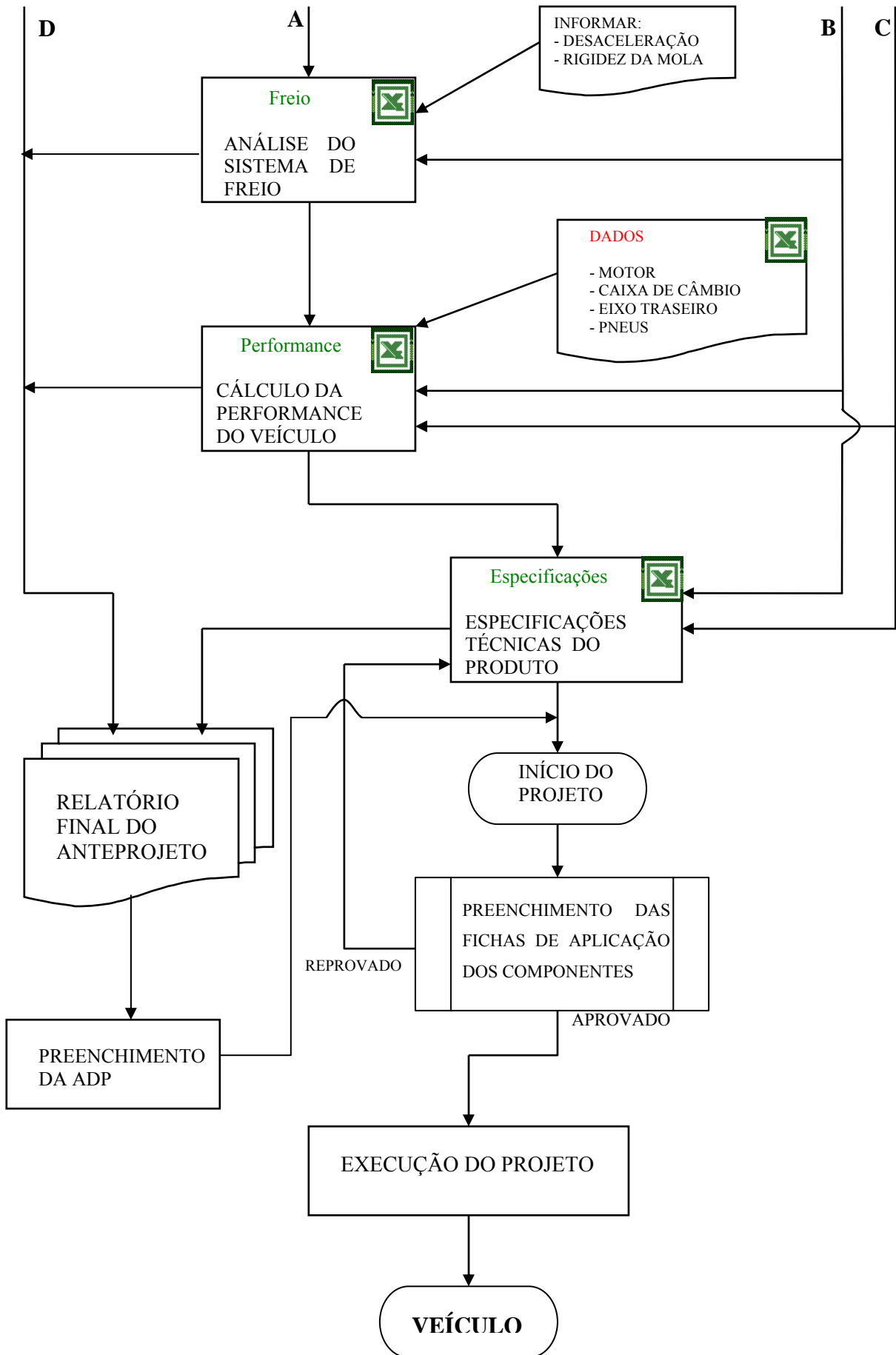
O processo de desenvolvimento de um novo projeto dentro da empresa Agrale segue os seguintes passos: em primeiro lugar necessita do PP (Pedido de Produto), ver anexo C, e a ADP (Autorização de Desenvolvimento de Projeto), ver anexo D. Estes fazem parte da documentação do sistema de qualidade ISO 9001. Os PPs fornecem os dados básicos da entrada dos projetos solicitados pelo departamento de vendas e marketing, e as ADPs são os documentos que autorizam o desenvolvimento do projeto pela administração da engenharia e onde são complementados os demais dados do veículo. Num segundo momento, é elaborado um cronograma do projeto e preenchida a ficha de acompanhamento e andamento do projeto, chamada de lista de verificação (check list ver anexo E), na qual são definidos alguns passos obrigatórios a serem seguidos na execução do projeto e serve como ficha de liberação do projeto perante o sistema ISO.

Com o intuito de diminuir o tempo total do projeto e manter a qualidade ISO, pretende-se implantar na empresa um sistema de anteprojeto definido através de planilhas de cálculos elaboradas no programa Microsoft® Excel. Então, busca-se de forma simplificada mostrar os passos principais que podem ser seguidos no desenvolvimento de um anteprojeto veicular automatizando e diminuindo o tempo entre o PP e a ADP, tempo que na atualidade pode ser de 1 a 3 meses dependendo da complexidade do produto. Com isso pretende-se desenvolver uma metodologia de anteprojeto para melhor definição de parâmetros do veículo e que ainda auxilie os projetistas e os departamentos envolvidos na elaboração do novo produto.

Tem-se como objetivo que a utilização deste sistema possa influenciar fortemente no tempo, na qualidade e na velocidade de execução dos projetos. Neste contexto, a metodologia de desenvolvimento de um anteprojeto para veículos leves e médios segue os passos do fluxograma da figura 4.1.

Figura 4.1 - Fluxograma da Metodologia do Anteprojeto





4.2 – CONFIGURAÇÃO BÁSICA DO VEÍCULO

Nesta etapa do trabalho se faz uma definição básica do anteprojeto que consiste em transformar os dados e as necessidades apresentadas no PP normalmente requeridas por solicitações do departamento de vendas e marketing, dados que ainda devem ser somados àqueles apresentados pela administração de engenharia e resultados da pesquisa de mercado. Podem-se considerar, também, dados comparativos com veículos da concorrência. Todas elas serão transformadas em dados para o desenvolvimento do anteprojeto.

Observa-se que devem ser envolvidos todos os departamentos da empresa que possuem atividades ligadas ao desenvolvimento do projeto para que sejam estabelecidos os requisitos básicos do produto. Deste processo obter-se-á uma coletânea de dados que irá alimentar as planilhas de cálculo, que fazem parte do anteprojeto veicular.

Nesta etapa, também, é feita uma análise em separado para se definir certos parâmetros chave do veículo. Para auxiliar esta tarefa pode-se utilizar a figura 2.1. Como foi dito no capítulo 2 estes parâmetros são o PBT do veículo, se o veículo é para carga ou para transporte de passageiros, de uso urbano ou geral e se possível qual a capacidade mínima de carga desejada. Dados como algumas dimensões principais do veículo, modelo do motor, a caixa de câmbio e o eixo dianteiro são escolhidos arbitrariamente. As planilhas, a partir destas informações, irão definir algumas dimensões e especificações do produto que irão se incorporar automaticamente nas especificações técnicas, enquanto outras serão usadas para o cálculo da distribuição de carga e da performance do veículo, como observado na Figura 2.1.

Neste processo de definição da configuração do veículo, alguns parâmetros, ainda, fazem parte de uma estimativa. Com a elaboração do projeto definitivo, eles podem ou devem ser aperfeiçoados.

4.3 – DISTRIBUIÇÃO DE CARGA

Para o cálculo da distribuição das cargas do veículo constrói-se uma planilha específica chamada de *cargas*, como se observa na figura 4.2. Nesta considera-se o peso de cada componente m separado ou agrupado em conjuntos, conforme definido na lista básica de itens existentes na planilha, onde estão contemplados os principais componentes de um veículo ou pelo menos os mais pesados, que possuem maior influência sobre a distribuição de carga.

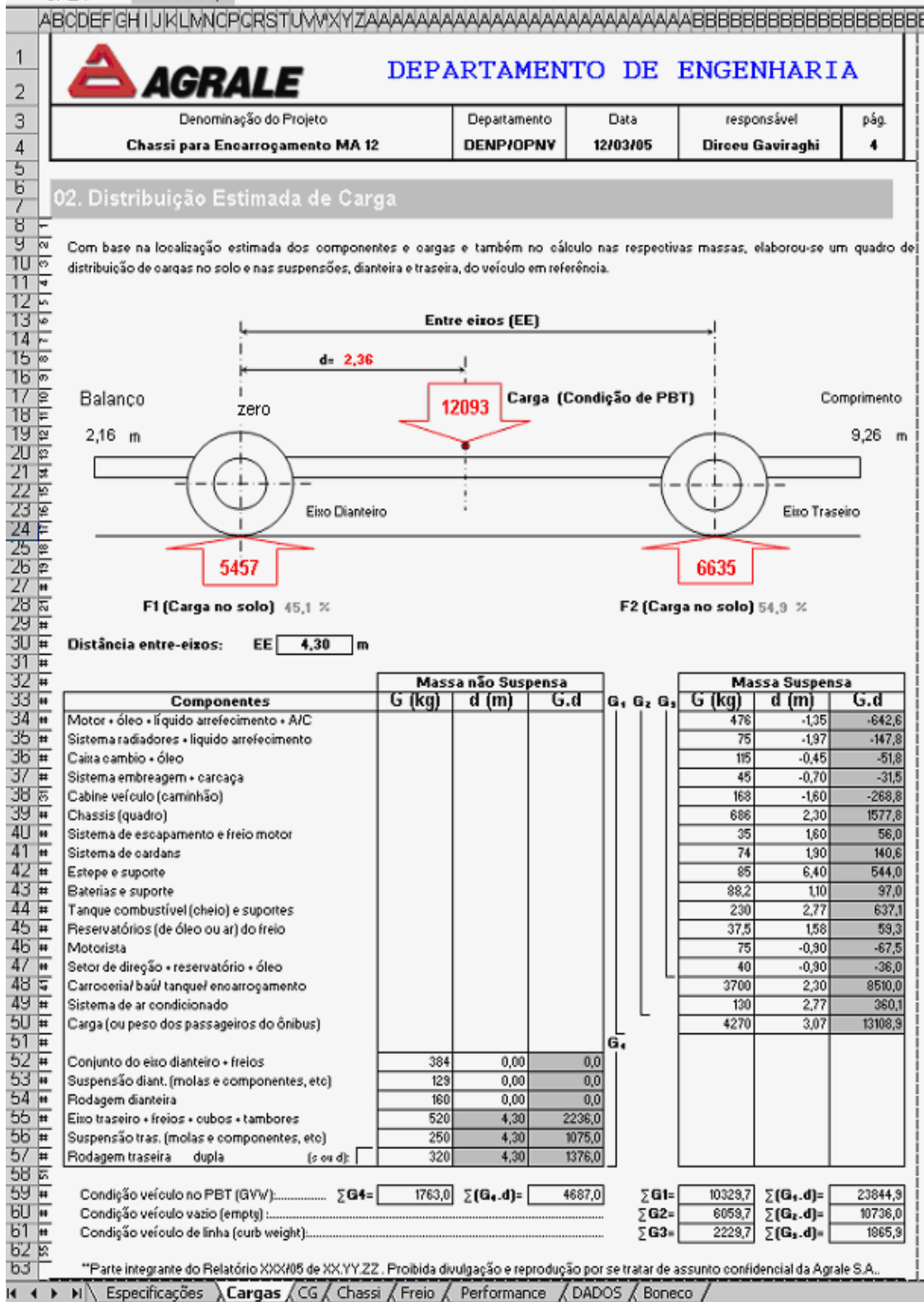


Figura 4.2. Planilha de Distribuição Estimada de Cargas do Produto - Entrada de dados.

Para se dar início aos cálculos, busca-se os pesos dos componentes já conhecidos e também são considerados itens como óleo do motor, da caixa de câmbio, do diferencial e o líquido de arrefecimento. Estas cargas que agem sobre o veículo predominantemente no sentido vertical tendem a fletir a longarina. Em geral, o veículo é tratado como um corpo rígido, mas em alguns casos se desejaria incluir os efeitos das cargas que possuem movimento relativo ao veículo, a exemplo das cargas líquidas, que não serão consideradas neste estudo. Assim, considera-se a linha de centro do eixo dianteiro como sendo a linha zero do anteprojetado, desta forma, será necessário conhecer a distância x_i do centro de gravidade de cada componente à linha zero. Como um veículo possui um grande número de peças, seria inviável fazer o cálculo manualmente, mas é a única maneira disponível neste estágio do projeto. Por este motivo, devem ser considerados os componentes mais importantes e pesados, embora agrupar alguns pode ajudar. Deve-se lembrar que este cálculo é um valor estimado.

Como já foram definidos os pesos dos componentes p_c , então, podem ser somados todos os pesos dos componentes para se obter o peso total do veículo vazio P . Sabendo qual será a capacidade de carga útil C que se deseja transportar com o veículo e somado o seu peso, encontra-se o PBT (peso bruto total) do veículo W . Então:

$$\sum p_c = P \quad (4.1)$$

e

$$W = C + P \quad (4.2)$$

onde,

p_c : peso do componente

P : peso total do veículo vazio

C : Carga que o veículo pode transportar

Com a definição do peso do veículo, podem-se calcular as reações nas rodas e a posição do CG do veículo em sentido longitudinal a partir da linha zero. Então, precisa-se definir a distância entre eixos do veículo L , cujo valor será estimado e alterado conforme a necessidade dos ajustes das reações sobre os eixos. Recomenda-se segundo testes em veículos que a reação no eixo dianteiro deve ser superior a 30% do PBT do veículo, sendo o valor ideal entre 32% e 35%, caso contrário o mesmo pode ficar sem dirigibilidade ('passarinheiro' como

se diz na gíria dos mecânicos). Quando o veículo de carga for de rodado simples na traseira, utiliza-se um valor entre 40% e 45% do PBT no rodado dianteiro.

Ao resolver as equações de equilíbrio estático conforme figura 3.1 (somatório das forças e dos momentos igual a zero) na linha zero, obtém-se a reação do eixo traseiro N_r a partir de:

$$\sum M = 0 \quad (4.3)$$

$$\sum m_i x_i - Ca + N_r L = 0 \quad (4.4)$$

$$N_r = \frac{\sum m_i x_i - Ca}{L} \quad (4.5)$$

Conhecendo o PBT do veículo W e a reação do eixo traseiro, determina-se a reação do eixo dianteiro N_f :


$$N_f = W - N_r \quad (4.6)$$

As cargas transmitidas ao solo não devem ser superiores às capacidades dos componentes de sustentação do veículo como os pneus, os eixos e as molas, entre outros. Se isto ocorrer, deve-se reduzir a capacidade do veículo ou trocar o componente que estiver com sobrepeso.

Após o processamento da informação, a planilha de distribuição de carga, como indicado na figura 4.3, apresenta diversas informações na saída, úteis ao desenvolvimento, como por exemplo:

- Peso do veículo no PBT (W);
- Peso do veículo vazio;
- Peso do veículo como sai na linha de montagem;
- Peso da massa suspensa e não suspensa;
- Peso sobre as molas;
- Posição longitudinal do Centro de Massa.

Alguns componentes no início destes cálculos foram estimados, pois, ainda, não tinham sido projetados e definidos. Então, quando estas informações estiverem corretamente definidas, elas podem ser alteradas dentro da planilha.

64				DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA			
65		Denominação do Projeto		Departamento	Data	responsável	pág.
66		Chassi para Encarroçamento MA 12		DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	5
67							
68	1						
69	2						
70	3	D ₁	Distancia do eixo dianteiro ao CG (PBT - GVW).....	2,36	Somente Massa Suspensa.	2,31	
71	4	D ₂	Distancia do eixo dianteiro ao CG (vazio).....	1,97			
72	5	D ₂	Distancia do eixo dianteiro ao CG (chassi linha - curb weight).....		1,64		
73	6	F ₁	Carga no solo sob o eixo dianteiro (PBT - GVW).....	5457,38			
74	7	F ₂	Carga no solo sob o eixo dianteiro (vazio).....	4235,96			
75	8	F ₂	Carga no solo sob o eixo dianteiro (chassi linha - curb weight).....		2468,78		
76	9	F ₄	Carga no solo sob o eixo traseiro (PBT - GVW).....	6635,32			
77	10	F ₆	Carga sobre o eixo traseiro (vazio).....	3586,74			
78	11	F ₆	Carga no solo sob o eixo traseiro (chassi linha).....		1523,92		
79	12	F ₇	Carga sobre as molas do eixo dianteiro (PBT - GVW).....			4784,38	
80	13	F ₈	Carga sobre as molas do eixo traseiro (PBT - GVW).....			5545,32	
81	14		Carga total nas molas (massa suspensa).....			10329,70	
82	15						
83	16		Peso bruto total (PBT - GVW).....	12092,70			
84	17		Peso total veículo vazio.....		7822,70		
85	18		Peso total veículo linha (curb weight).....		3992,70		
86	19						
87	20						
88	21						
89	22						
90	23						
91	24						
92	25						
93	26						
94	27						
95	28						
96	29						
97	30						
98	31						
99	32						
100	33						
101	34						
102	35						
103	36	#	Legenda: G Peso do Componente				
104	37	#	d Distancia do Componente em relação ao eixo dianteiro				
105	38	#					
106	39						
107	40		**Parte integrante do Relatório XXXX05 de XX.YY.ZZ. Proibida divulgação e reprodução por se tratar de assunto confidencial da Agrale S.A.				

Unidades:
kg Massa
kgf Força
m Comprimento

Figura 4.3.- Planilha da Distribuição Estimada de Carga - Dados de saída

4.4 – CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO

Para determinar a posição longitudinal a do centro de gravidade CG do veículo, novamente pode ser utilizado o cálculo do momento do peso total em relação à linha zero, e igualando à soma das contribuições de cada componente. Assim:

$$a = \frac{\sum x_k \cdot m_k}{W} \quad (4.7)$$

Outra forma para se encontrar a distância a do CG em relação ao eixo dianteiro é através do peso total e das reações encontradas na planilha de distribuição de carga:

$$a = \frac{N_r \cdot L}{W} \quad (4.8)$$

Depois de determinada a posição do CG no sentido longitudinal, como mostra a figura 4.4, irá se determinar a altura do CG em relação ao solo denotada por H . Sabe-se que esta é uma tarefa mais complexa e existem várias maneiras para que se determine a altura do CG , como:

- Pendurando-se o veículo por três posições e traçando-se uma linha vertical em cada situação, no encontro das linhas será a posição do CG .
- Por cálculo, sabendo-se o CG dos componentes e sua posição em relação à linha zero, calcula-se os momentos em relação à x e z .
- O método da balança, que é o utilizado no anteprojeto.

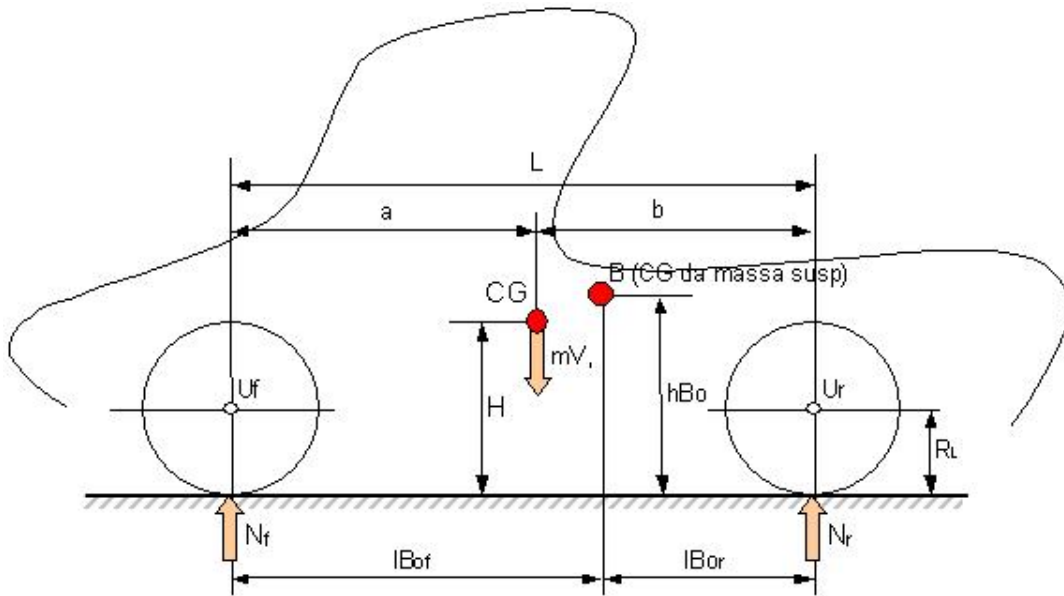


Figura 4.4.- CG do veículo no plano horizontal

Este método consiste em erguer o veículo sobre as rodas traseiras e pesar o eixo dianteiro erguido ou o eixo traseiro, pode-se também fazer o movimento inverso, ou seja, erguer a traseira do veículo. Então, o ideal para este tipo de cálculo é possuir um veículo protótipo. Necessita-se tomar algumas providências para que os cálculos não sejam prejudicados ou não confiáveis, como:

- a - Calçar a suspensão traseira;
- b - Fazer uma rampa;
- c - O veículo deve estar com carga total.

O efeito de calçar a suspensão traseira evita a transferência da carga por causa da deflexão da suspensão, obtendo-se um valor mais correto de massa sobre o eixo.

Também, a rampa deve ter uma altura considerável (aproximadamente 600 a 800 mm) para que haja transferência da carga seja mais acentuada. Para efetuar o cálculo, deve-se possuir uma altura definida e determinar o ângulo em que o veículo foi pesado, como mostra a figura 4.5.

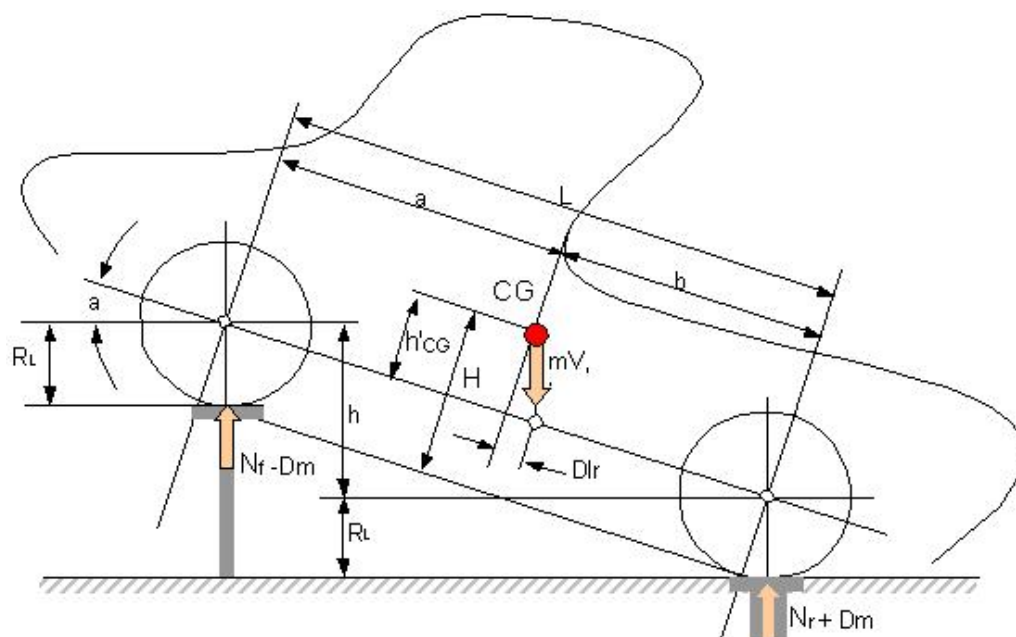


Figura 4.5 - CG do veículo com a frente elevada

No caso do anteprojeto, que não tem um veículo para ser pesado, deve-se determinar as reações dos eixos e definir a altura da rampa. Para tal, pode-se utilizar dados de outro veículo e comparar com os cálculos de distribuição da carga, verificando qual o percentual de transferência de carga que ocorreu.

Para determinar o CG devem ser fornecidos dois dados principais:

- A altura da rampa;
- A carga do eixo traseiro com o veículo erguido.

Os demais dados serão fornecidos pela planilha de distribuição de cargas.

Para calcular a altura do CG do veículo, deve-se conhecer a altura da plataforma h e a distância entre eixos L , determina-se o ângulo α de elevação do veículo através da equação (4.9):

$$\alpha = \arcsen \frac{h}{L} \quad (4.9)$$

onde,

α : ângulo de elevação do veículo

h : altura da rampa

A altura do *CG* é obtida através da equação (4.10):

$$H = \left(\frac{L}{W} D_m \right) + r \quad (4.10)$$

onde,

D_m : incremento de peso sobre o eixo traseiro

Os resultados obtidos na planilha de cálculo do *CG* do veículo podem ser vistos na figura 4.6. A definição da posição do *CG* do veículo é de suma importância, pois é sobre ele que atuam as forças dinâmicas do veículo, como mostra a figura 3.3. Na figura 4.6 as células na cor cinza são dados oriundos da planilha de cargas, os parâmetros das células de cor branca são preenchidos nesta planilha e as células de cor vermelha são dados de saída.


60				DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA			
61		Denominação do Projeto		Departamento	Data	Responsavel	Pag.
62		Chassi para Encarroçamento MA 12		DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	7
63							
64	1						
65	2						
66	3						
67	4						
68	5	l	4,300 m	14,11	ft		Entre Eixos
69	6	r_{dyn}	0,481 m	1,58	ft		Raio Dinâmico (Pneu)
70	7	$m_{u,f}$	673,0 kg	1484	lb		Peso Eixo Diant. (massa não suspensa)
71	8	$m_{u,r}$	1090,0 kg	2403	lb		Peso Eixo Tras. (massa não suspensa)
72	9	$m_{v,f}$	5457,4 kg	12031	lb		Carga Eixo Diant. no solo
73	10	$m_{v,r}$	6635,3 kg	14628	lb		Carga Eixo Tras. no solo
74	11	$m_{Bo,f}$	4784,4 kg	10548	lb	$m_{v,f}-m_{u,f}$	Massa suspensa no eixo dient.
75	12	$m_{Bo,r}$	5545,3 kg	12225	lb	$m_{v,r}-m_{u,r}$	Massa suspensa no eixo tras.
76	13	m_{Bo}	10329,7 kg	22773	lb	$m_{v,t}-(m_{u,f}+m_{u,r})$	Massa Total suspensa
77	14	h	0,600 m	1,97	ft		Altura eixo Diant. ao solo
78	15	$\Delta_m+m_{v,r}$	7500,0 kgf	16535	lbf		Carga eixo Tras. na balança
79	16	Δ_m	864,7 kgf	1906	lbf	$(m_{v,r}+\Delta_m)-m_{v,r}$	Incremento peso obtido eixo tras.
80	17	$m_{v,t}$	12092,7 kg	26660	lb	$m_{v,f}+m_{v,r}$	Peso bruto total (PBT) = $F_{v,t} = M$
81	18	α	0,140 rad	8,02	°	h/l	Inclinação do veículo na balança
82	19	Δl_r	0,307 m	1,01	ft	$((m_{v,r}+\Delta_m)l)/m_{v,t}-l$	
83	20	h_{CG}	2,663 m	8,74	ft	$(l/m_{v,t}*\Delta_m/tan\alpha)+r_{dyn}$	CG Altura do solo
84	21	l_f	2,359 m	7,74	ft	$(m_{v,r}/m_{v,t})l$	Distancia eixo dient. ao CG
85	22	l_r	1,941 m	6,37	ft	$(m_{v,r}/m_{v,t})l$	Distancia eixo tras. ao CG
86	23	h'_{CG}	2,182 m	7,16	ft	h_s-r_{dyn}	Altura do CG ao centro dos eixos
87	24	$l_{Bo,f}$	2,308 m	7,57	ft	$m_{Bo,r}/m_{Bo}*l$	Distan. eixo dient.ao CG massa suspensa
88	25	$l_{Bo,r}$	1,992 m	6,53	ft	$m_{Bo,f}/m_{Bo}*l$	Distan. eixo tras. ao CG massa suspensa
89	26	h_{Bo}	3,035 m	9,96	ft	$(m_{v,t}h_s-(m_{u,f}+m_{u,r})r_{dyn})/m_{Bo}$	Altura CG massa suspensa
90	27						
91	28						
92	29						
93	30						
94	31						
95	32						
96	33						
97	34						
98	35						
99	36						
100	37						
101	38						
102	39						
103	40						
104	41						
105	42						
106	43						
107	44						

Figura 4.6 - Planilha de definição do CG

4.5 – DEFINIÇÃO DAS LONGARINAS DO CHASSI

O chassi de um veículo comercial aparenta ser uma estrutura simples, o que explica igualmente o porquê é analisado através de métodos simples. Entretanto, uma análise correta das características carga-deformação, e especialmente uma análise da distribuição de tensões, são atualmente complexas. O tratamento do problema teórico sugere que a verificação experimental do cálculo é necessária quando não se pode ignorar o detalhamento das propriedades estruturais. Já estimativas preliminares baseadas em simplificações assumidas são justificáveis, entretanto, quando as dimensões dos membros principais são necessárias para o anteprojeto [Beermann, 1989].

Os cálculos simplificados são divididos segundo o tipo de carga:

- Flexão devido a cargas verticais simétricas, cargas de frenagem e aceleração, e cargas inércias devido a colisões.

- Flexão lateral devido a forças horizontais, forças longitudinais não simétricas, forças geradas pelo acoplamento da carroçaria e do chassi.

- Torção

No anteprojeto, o modelo será tratado de maneira simplificada analisando-se a tensão normal máxima e a tensão máxima de cisalhamento em separado, por ser ainda um estudo de definição do veículo. Também, a longarina é considerada como uma viga em balanço apoiada em dois pontos.

As principais cargas aplicadas sobre o chassi são verticais, as quais são transmitidas ao eixo e aos pneus através dos componentes da suspensão. Se estas forças verticais somadas nas duas diagonais do veículo não forem iguais, então o corpo estará sujeito a uma força torcional. Neste caso, devem-se utilizar barras auxiliares na suspensão para absorver tal efeito, chamadas de barras estabilizadoras ou anti-rolagem, de modo que as forças laterais sejam transformadas em forças verticais sobre o pneu apropriadamente, para que a suspensão trabalhe como foi projetada.

Quando for calculada a torção de um chassi, deve-se ter muito cuidado devido à complexidade da estrutura do quadro, pois as ligações entre as travessas e as longarinas, que podem ser imperfeitas, desvirtuam os cálculos.

Com a definição do peso de cada componente e sua posição longitudinal, sabem-se quais são as forças no solo. Então, agora se pode calcular as forças cortantes e os momentos fletores sobre cada uma das longarinas, além do módulo de flexão do perfil escolhido e do

fator de segurança para uma primeira análise de resistência desejada. Tendo estes resultados, pode-se analisar se o perfil das longarinas foi bem dimensionado. As cargas atuantes nas longarinas podem ser concentradas, distribuídas e ainda combinadas. Na análise, considera-se somente uma viga ou um dos lados, assim algumas das cargas devem ser divididas por dois.

Na definição da viga deste estudo, o cálculo de forças cortantes e momentos fletores de uma longarina seguem o detalhe da distribuição de forças da figura 4.7.

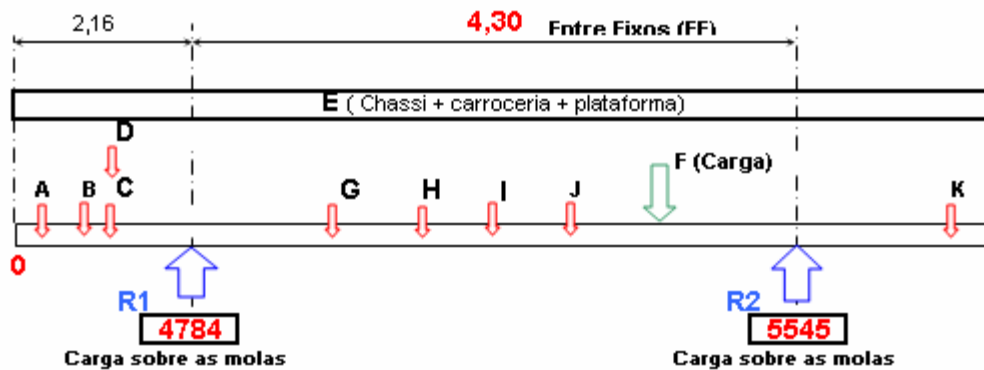


Figura 4.7 - Cargas que atuam sobre uma longarina do chassi

onde,

E : cargas distribuídas, correspondentes ao peso do próprio chassi, da carroceria e da plataforma.

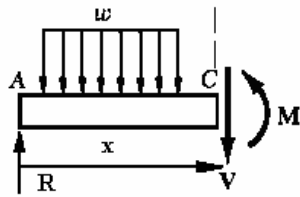
$A...K$: cargas concentradas dos componentes do veículo

F : carga útil do veículo

Para determinar os momentos fletores, utilizam-se as quantidades necessárias de seções de corte na viga. As seções de corte envolvem três combinações possíveis, carga distribuída, carga concentrada e distribuída-concentrada.

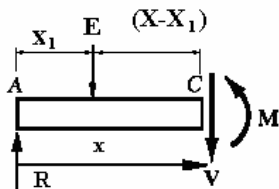
Para o caso de uma seção com carga distribuída w , a exemplo do intervalo AO da Figura 4.7, os momentos são calculados na forma seguinte:

$$\sum M_c = 0 \quad (4.11)$$



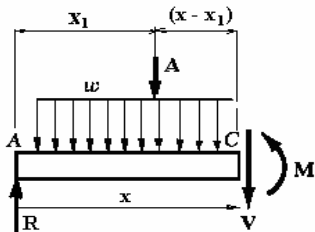
$$M = Rx - \frac{wx^2}{2} \quad (4.12)$$

Para o caso de uma carga concentrada E , o momento é avaliado a partir de:



$$M = Rx - E(x - x_1) \quad (4.13)$$

O momento de uma carga distribuída mais uma carga concentrada resulta em:



$$M = Rx - A(x - x_1) - \frac{wx^2}{2} \quad (4.14)$$

A equação para calcular os momentos de uma carga distribuída e varias cargas concentradas é:

$$M = Rx - \frac{Wx^2}{2} - \sum_i A_i(x - x_i) \quad (4.15)$$

Na figura 4.8, observa-se a planilha de definição da longarina do chassi, onde se observa o diagrama de momentos fletores. Na figura 4.10 compara-se este diagrama através do programa *Ftool*, com indicação dos momentos máximos.

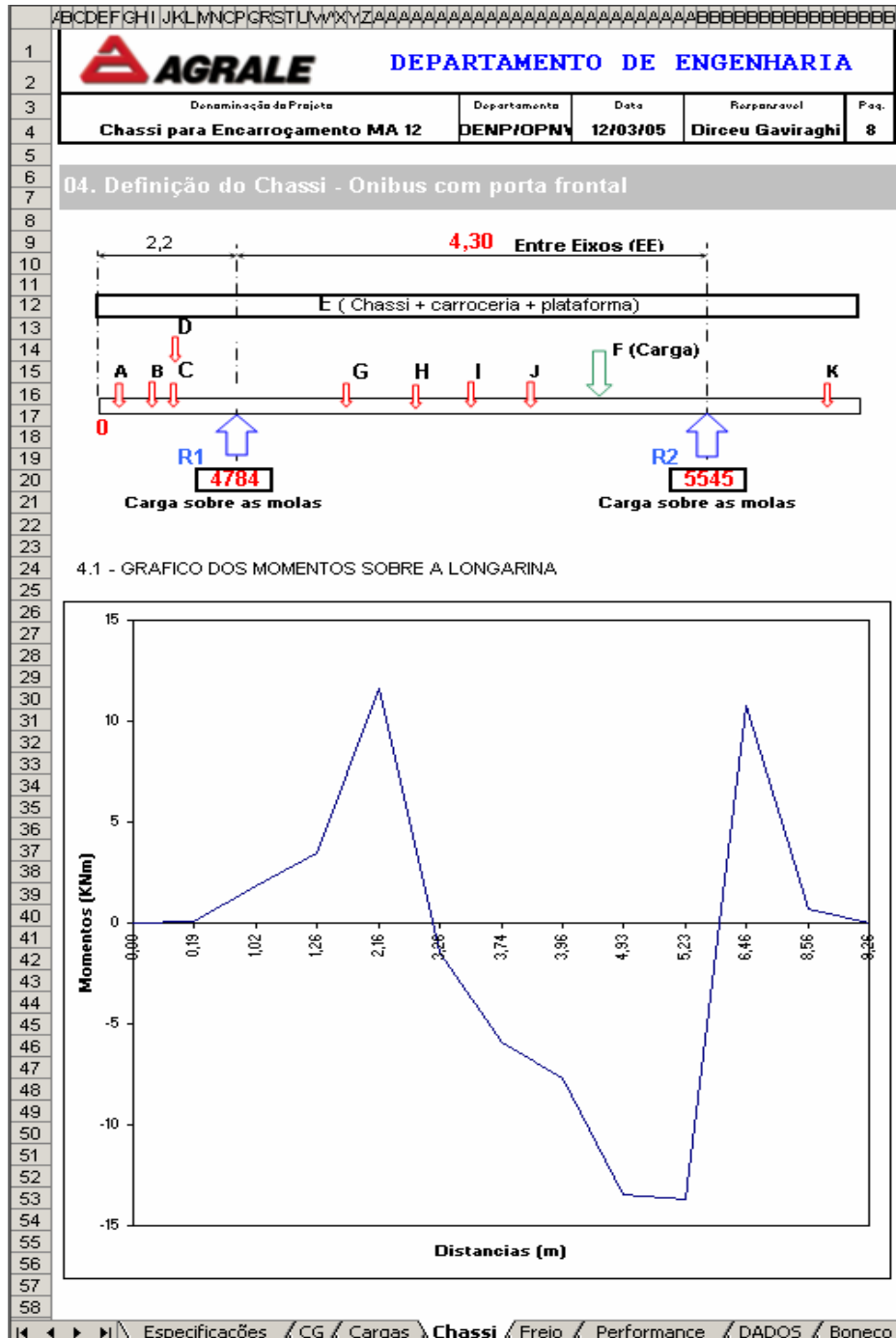


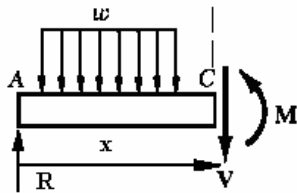
Figura 4.8 - Planilha de definição da longarina do chassi – Diagrama de momentos fletores

Por outro lado, a tensão de cisalhamento τ_{xy} age em qualquer secção transversal da longarina, sendo máxima na linha neutra. Como a tensão de cisalhamento depende da força cortante na secção que está sendo analisada, então se terá a tensão máxima de cisalhamento na linha neutra da secção em que ocorre a força cortante máxima.

O cálculo das forças cortantes obedece à equação de equilíbrio:

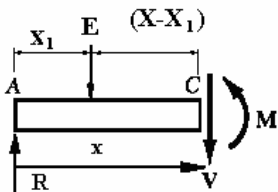
$$\uparrow + \sum F = 0 \quad (4.16)$$

A força cortante para uma carga distribuída resulta de:



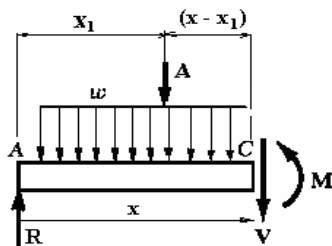
$$V = R - wx \quad (4.17)$$

A força cortante para uma carga concentrada E resulta de:



$$V = R - E \quad (4.18)$$

A força cortante para uma carga distribuída mais uma carga concentrada A resulta de:



$$V = R - wx - A \quad (4.19)$$

A força cortante para uma viga sujeita a uma carga distribuída e várias cargas concentradas resultam de:

$$V = R - wx - \sum_i A_i \tag{4.20}$$

O diagrama de forças cortantes é apresentado na planilha de definição da longarina do chassi da figura 4.9. Esses resultados podem ser comparados com o diagrama de forças cortantes através do programa *Ftool* da Figura 4.11, onde ainda são indicados os valores máximos das forças cortantes.

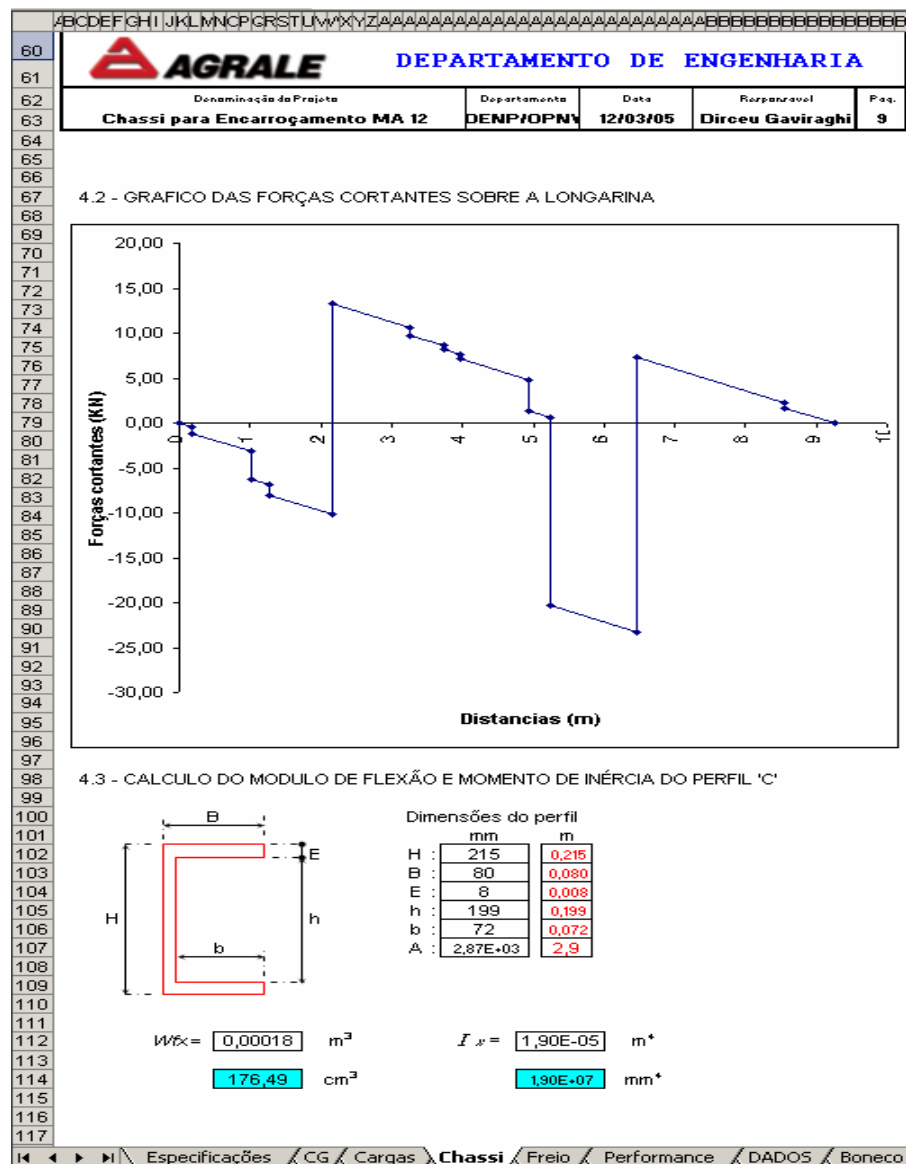


Figura 4.9.- Planilha de definição das longarinas do chassi – Diagrama das forças cortantes

Também, foram feitas outras considerações quanto a possível distribuição de cargas e de apoios da viga.

Nas figuras 4.10 e 4.11 apresentam-se os diagramas dos momentos e do esforço cortante obtidos no *Ftool*, conforme a distribuição de cargas considerada nas planilhas e a consideração de dois apoios. Neste caso a carga útil do veículo é concentrada.

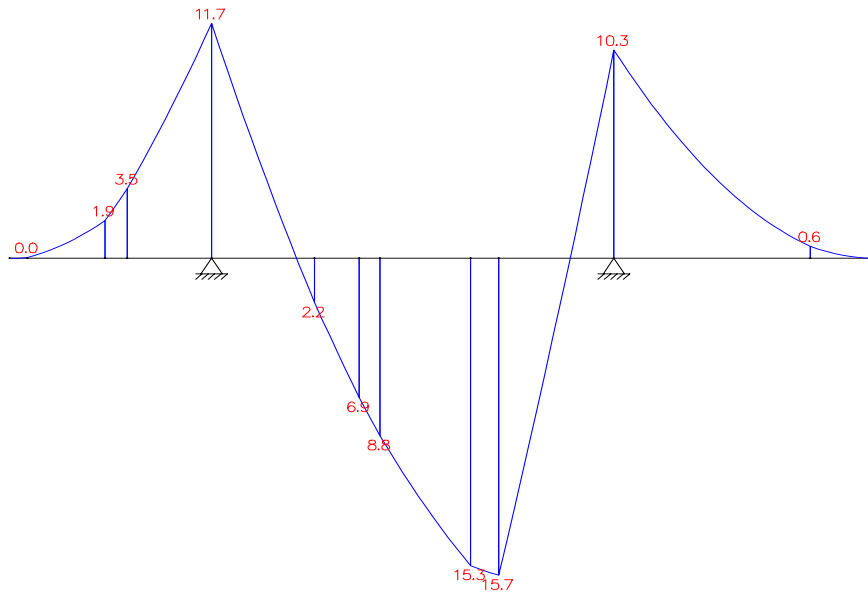


Figura 4.10.- Diagrama de momentos fletores com dois apoios em kN.m – *Ftool*

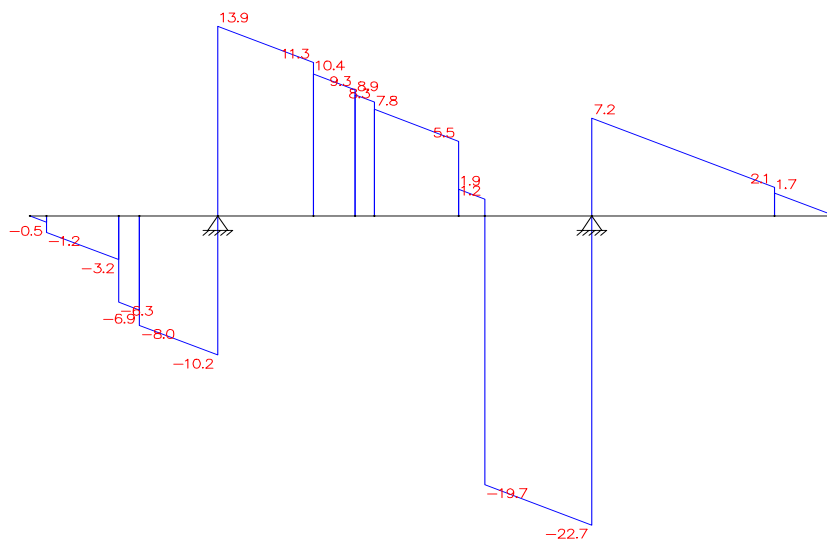


Figura 4.11.- Diagrama do esforço cortante com dois apoios em kN – *Ftool*

Nas figuras 4.12 e 4.13, estão representados os diagramas dos momentos e do esforço cortante respectivamente, obtidos no *Ftool*, onde foram considerados quatro pontos de apoio, simulando as fixações das molas. A distribuição de cargas ainda segue o considerado nas planilhas e como anteriormente a carga útil do veículo é concentrada. O momento fletor máximo obtido é inferior ao caso de dois apoios, mas a força cortante máxima apresenta um valor similar, assim esta suposição seria menos conservadora que a considerada no anteprojeto.

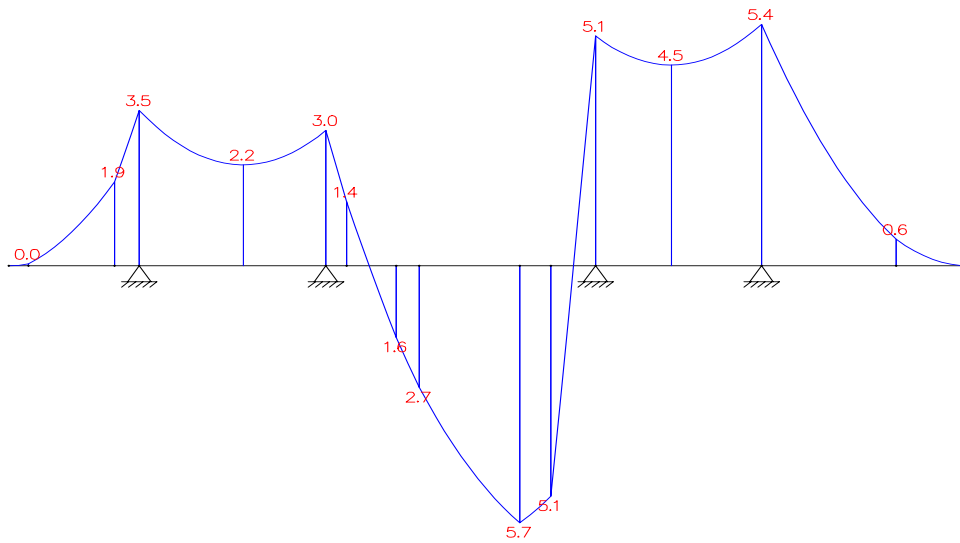


Figura 4.12.- Diagrama de momentos fletores com quatro apoios em kN.m – *Ftool*

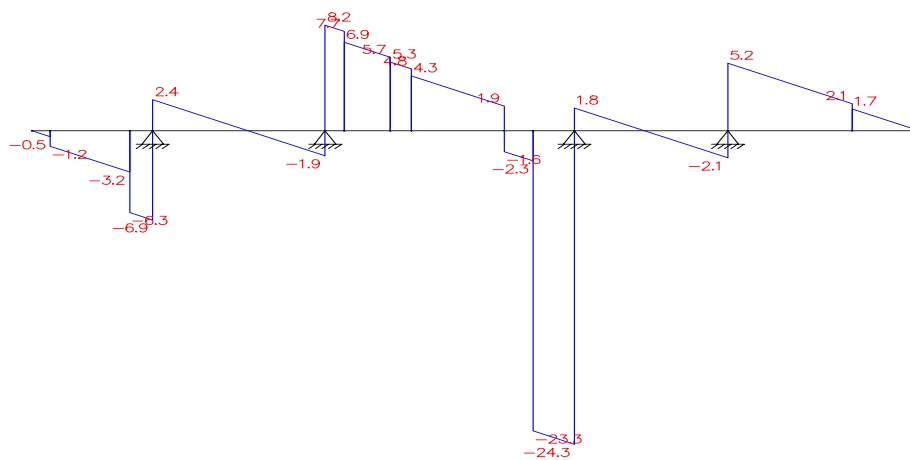


Figura 4.13.- Diagrama do esforço cortante com quatro apoios em kN – *Ftool*

Nas figuras 4.14 e 4.15, estão representados os diagramas de momentos e do esforço cortante respectivamente, obtidos no *Ftool*, onde foram considerados quatro pontos de apoio, simulando as fixações das molas. Neste caso também se considerou a distribuição de cargas conforme as planilhas, mas a carga útil do veículo foi considerada distribuída. O momento fletor máximo e a força cortante obtidas são inferiores ao caso de dois apoios, logo esta condição seria a mais correta na fase do projeto propriamente dito.

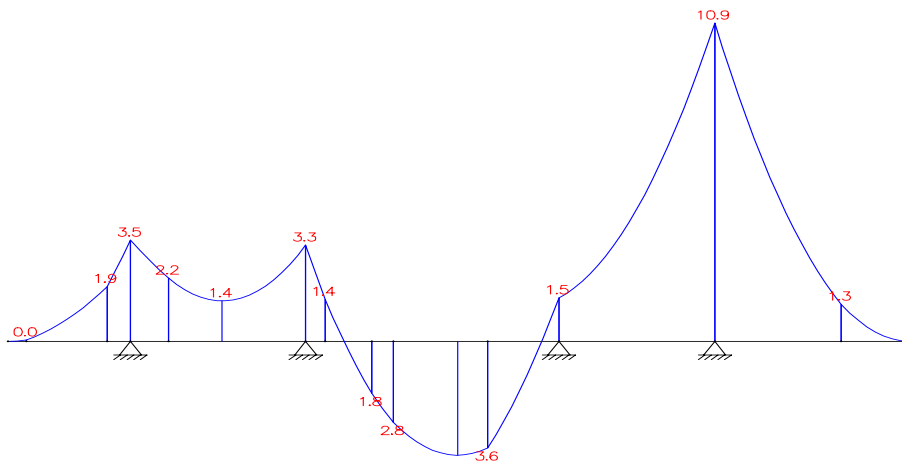


Figura 4.14.- Diagrama de momentos fletores com quatro apoios em kN.m – *Ftool*

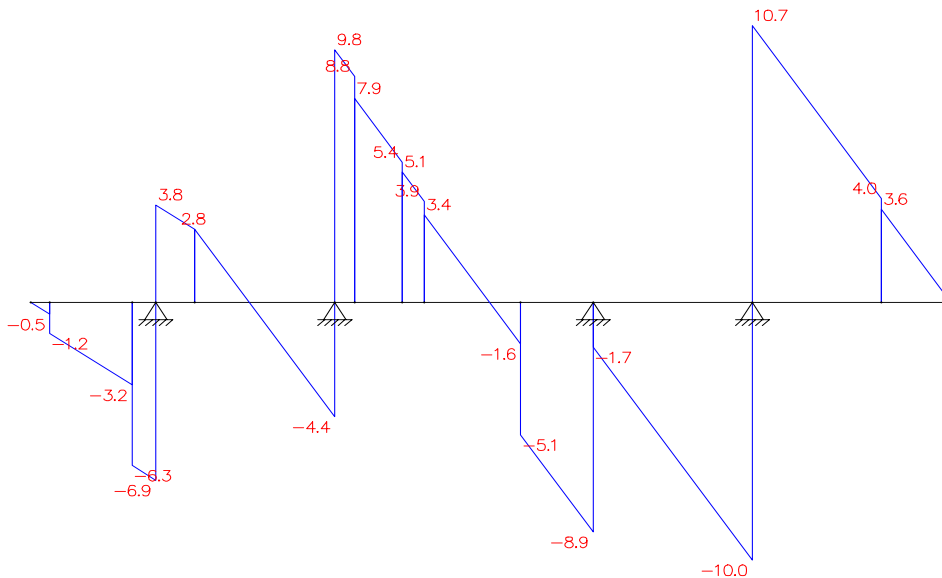


Figura 4.15.- Diagrama do esforço cortante com quatro apoios em kN – *Ftool*

Na seqüência calcula-se o módulo de flexão W e o momento de inércia I do perfil escolhido. Em veículos como caminhões, normalmente se utiliza o perfil “C”. Também, irá ser definido o tipo de material para que a partir das propriedades mecânicas possa ser avaliada a resistência preliminar da longarina. O módulo de flexão W_{fx} de um perfil C é dado por:

$$W_{fx} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} \quad (4.21)$$

onde, a figura 4.16 mostra um perfil e suas dimensões:

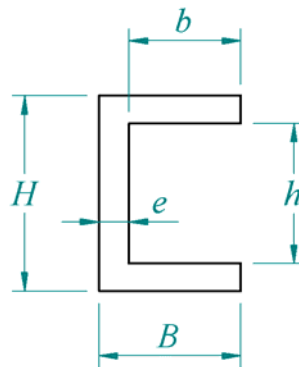


Figura 4.16.- Perfil C e suas dimensões

- B : largura da aba externa
- H : altura externa do perfil
- b : largura interna da aba $\Rightarrow b = B - e$
- h : altura interna do perfil $\Rightarrow h = H - (2 * e)$
- e : espessura da chapa.

O momento de inércia I do perfil C é dado por:

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad (4.22)$$

O resultado do módulo de flexão e do momento de inércia do perfil está na planilha de definição das longarinas do chassi, figura 4.9. Para uma análise básica de resistência da longarina, ainda, deve ser feita alguma consideração quanto ao material:

- Deve-se utilizar a tensão de escoamento do material σ_e ;
- Considerar o fator de segurança N para que a longarina seja suficientemente resistente. O valor recomendado para um veículo normal é de 3 a 4, e para um veículo fora de estrada em qualquer terreno o valor deve ser igual a 4 (quatro), segundo Souza [1992].

Com as condições pré-estabelecidas, pode-se calcular a tensão normal σ_{adm} e a tensão de cisalhamento τ_{adm} admissíveis do material, partindo da tensão de escoamento fornecida pelo fabricante, segundo as considerações da teoria da tensão normal máxima e da teoria da tensão cisalhante máxima,

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{N} \quad (4.23)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_e}{2N} \quad (4.24)$$

O diagrama de tensões de cisalhamento vertical de um perfil C como mostra a figura 4.17, em que as tensões de cisalhamento verticais nas flanges são consideravelmente menores do que as da alma do perfil.

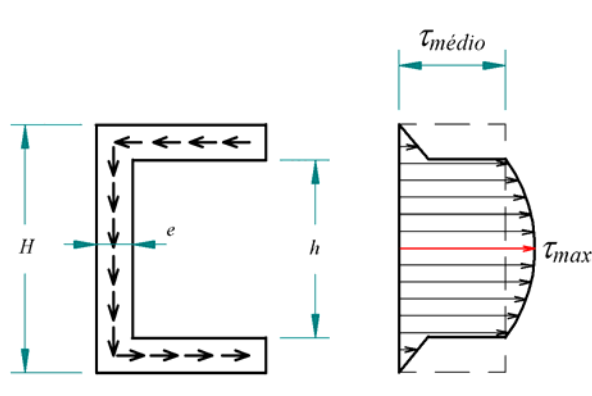


Figura 4.17.- Distribuição da tensão de cisalhamento horizontal do perfil C

Para efeito de análise da longarina do chassi será feita a comparação da tensão máxima de cisalhamento τ_{max} e da tensão normal máxima σ_{max} em separado, utilizando-se os valores máximos dos momentos e das forças cortantes encontradas, através das equações,

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib_n} \int_{y_0}^{h/2} ydA \quad (4.25)$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib} w_{fx} \quad (4.26)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{w_{fx}} \quad (4.27)$$

onde,

V_{max} : força cortante máxima

I : momento de inércia

b_n : largura da secção no eixo neutro

$w_{fx} = \int_0^{h/2} ydA$: momento estático da secção

M_{max} : momento fletor máximo

Em seguida, será feita uma análise comparando as tensões encontradas com as tensões admissíveis.

$$- \sigma_{max} < \sigma_{adm}$$

$$- \tau_{max} < \tau_{adm}$$

O resultado está apresentado na figura 4.18, dentro da planilha de definição das longarinas do chassi.


 DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA				
Denominação do Projeto	Departamento	Data	Responsavel	Pag.
Chassi para Encarroamento MA 12	DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	10
4.4 - CALCULO DA TENSÃO DA LONGARINA				
DADOS DO MATERIAL				
MATERIAL ESCOLHIDO PARA A LONGARINA		LNE 38		
TENSÃO DE ESCOAMENTO	σ_e	38		Kg/mm ²
TENSÃO DE RUPTURA	σ_r	42		Kg/mm ²
MÓDULO DE ELASTICIDADE	E	210000000		Kg/mm ²
TENSÃO NORMAL ADMISSÍVEL	σ_{adm}	12,6667		Kg/mm ²
TENSÃO DE CISALHAMENTO ADMISSÍVEL	τ_{adm}	6,3333		Kg/mm ²
FATOR DE SEGURANÇA	usar de 3 a 4	N	3	
MOMENTO MÁXIMO	M max	1400,66		Kg.m
FORÇA CORTANTE MÁXIMA	V max	1353,05		Kg.m
TENSÃO MAXIMA DE CISALHAMENTO				
$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib} \int_0^{h/2} y.dA \quad \tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib} . Wf_x \quad \tau_{max} = 1573319,3 \text{ Kg/m}^2$				
$\tau_{max} = 1,5733 \text{ Kg/mm}^2$				
TENSÃO NORMAL DE FLEXÃO MAXIMA				
$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f} \quad \sigma_{max} = 7936369,01 \text{ Kg/m}^2$				
$\sigma_{max} = 7,9364 \text{ Kg/mm}^2$				
CONCLUSÃO				
<p>Este perfil está bem dimensionado para estas cargas e atende aos momentos fletores que está submetido, pois a tensão maxima é menor que a tensão admissivel do material.</p> <p>O perfil atende as necessidades quanto as forças cortantes, pois a tensão maxima cisalhamento é menor que a tensão de cilhamento admissivel do material.</p>				
<small>**Parte integrante do Relatório XXX/05 de XX YY ZZ. Proibida divulgação e reprodução por se tratar de assunto confidencial da Arale S.A.</small>				
<small>Especificações / CG / Cargas / Chassi / Freio / Performance / DADOS / Boneco</small>				

Figura 4.18.- Planilha de definição das longarinas do chassi – Resultados finais

4.6 – ANÁLISE DO SISTEMA DE FREIO

Na planilha de análise do sistema de freio, alguns parâmetros são fornecidos, a saber:

- A força total de desaceleração;
- A rigidez da mola dianteira e traseira por lado;
- O coeficiente de fricção do material de atrito.

Outros dados serão fornecidos automaticamente pelas planilhas de distribuição de cargas e de cálculo do centro de gravidade.

Os resultados principais da planilha de freios são:

- As forças máximas de frenagem;
- O torque de frenagem;
- A distância de parada.
- Tempo de parada;
- Momento de frenagem;

As normas de freio que o veículo deve atender são as normas brasileiras através da Resolução nº. 777 do CONTRAN (Conselho Nacional de Transito) que especifica qual o método de ensaio e os requisitos mínimos para avaliação do sistema de freio dos veículos automotores, executados por empresas credenciadas.

As equações para os cálculos da performance de freios são apresentadas na seção 3.3, já na figura 4.19 estão expostos os resultados encontrados. A aprovação final dos freios do veículo, ocorrerá após os testes de homologação conforme resolução do CONTRAN, somente será realizado na fase do projeto.

1		2		3		4		5	
2		3		4		5		6	
3		4		5		6		7	
4		5		6		7		8	
5		6		7		8		9	
6		3		4		5		6	
7		4		5		6		7	
8		5		6		7		8	
9		6		7		8		9	
10		7		8		9		10	
11		8		9		10		11	
12		9		10		11		12	
13		10		11		12		13	
14		11		12		13		14	
15		12		13		14		15	
16		13		14		15		16	
17		14		15		16		17	
18		15		16		17		18	
19		16		17		18		19	
20		17		18		19		20	
21		18		19		20		21	
22		19		20		21		22	
23		20		21		22		23	
24		21		22		23		24	
25		22		23		24		25	
26		23		24		25		26	
27		24		25		26		27	
28		25		26		27		28	
29		26		27		28		29	
30		27		28		29		30	
31		28		29		30		31	
32		29		30		31		32	
33		30		31		32		33	
34		31		32		33		34	
35		32		33		34		35	
36		33		34		35		36	
37		34		35		36		37	
38		35		36		37		38	
39		36		37		38		39	
40		37		38		39		40	
41		38		39		40		41	
42		39		40		41		42	
43		40		41		42		43	
44		41		42		43		44	
45		42		43		44		45	
46		43		44		45		46	
47		44		45		46		47	
48		45		46		47		48	
49		46		47		48		49	
6	l	4,30	m	14,11	ft	Entre Eixos			
7	h_c	2,663	m	8,74	ft	Altura do CG			
8	$F_{v,t}$	118,59	kN	26660	lbf	$F_{v,t} + F_{v,r}$	Peso bruto Total (PBT) = $m_{v,t}g = M$		
9	$F_{v,e}$	53,52	kN	12031	lbf	5457,38	kqf	Carga Eixo diant. no solo (força)	
10	$F_{v,r}$	65,07	kN	14628	lbf	6635,32	kqf	Carga Eixo tras. no solo (força)	
11	$F_{a,e}$	6,60	kN	1484	lbf	673,00	kqf	Peso eixo diant = $m_{a,e}$ (massa ã suspensão)	
12	$F_{a,r}$	10,69	kN	2403	lbf	1030,00	kqf	Peso eixo tras = $m_{a,r}$ (massa ã suspensão)	
13	$F_{a,t}$	117,68	kN	26455	lbf	12000	kqf	Força total de desaceleração na direção x	
14	c_e	101,99	Nmm ⁻¹	582	lbf.in	10,400	kqf.mm	Rate mola diant. por lado Nmm ⁻¹ -kNm	
15	c_r	451,11	Nmm ⁻¹	2576	lbf.in	####	kqf.mm	Rate mola tras. por lado Nmm ⁻¹ -kNm	
16	$r_{d,p}$	0,481	m	1,58	ft	Raio dinâmico de rolagem do pneu			
17	α	0,62	rad	35,48	°	$h_{a,t}$	Ângulo de reação da frenagem (no suportes)		
18	V	96,6	km/h	60,0	mph	} Aceleração inicial no inicio da frenagem			
19	V_a	26,834	ft/sec ²	88,04	ft/sec ²				
20	D_a	9,73	ft/sec ²	31,93	ft/sec ²				
21	$D_{a,tot}$	0,99	g	21,77	mph/sec	$(F_{a,t}g)/M =$	- Calculo da desaceleração linear em NSL		
22	g	1,00	g	32,2	ft/sec ²	0,682.D _a	Desaceleração Linear em termos de g's		
23	$\mu_{x,w}$	0,80		0,80		a_x/g	Aceleração da gravidade		
24	$\Delta F_{v,t}$	58,75	kN	13208	lbf	$\mu_{x,w}F_{v,t}$	Carga transferida para o eixo (força)		
25	$F_{v,t,d}$	112,27	kN	25240	lbf	$F_{v,t} + \Delta F_{v,t}$	Carga dinâmica no eixo dianteiro (força)		
26	$F_{v,t,r}$	6,32	kN	1420	lbf	$F_{v,t} - \Delta F_{v,t}$	Carga dinâmica no eixo traseiro (força)		
27	$F_{a,t}$	94,87	kN	21328	lbf	$\mu_{x,w}F_{v,t}$	Força de frenagem no CG do veículo		
28	$F_{a,t}$	89,82	kN	20192	lbf	$\mu_{x,w}F_{v,t,d}$	Força máx. de frenagem eixo diant. 95 %		
29	$F_{a,r}$	5,05	kN	1136	lbf	$\mu_{x,w}F_{v,t,r}$	Força máx. de frenagem eixo tras. 5 %		
30	$T_{a,t}$	####	kN/m	31864	lbf/ft	$F_{a,t}r_{d,p}$	Torque freio (eixo diant.) = 4405 kgf/m		
31	$T_{a,r}$	2,431	kN/m	1793	lbf/ft	$F_{a,r}r_{d,p}$	Torque freio (eixo tras.) = 247,9 kgf/m		
32	$M_{a,t}$	21,60	kNm ⁻¹	15932	lbf.ft	$0,5F_{a,t}r_{d,p}$	Momento frenagem Diant.= 2,203 kgf.m		
33	$M_{a,r}$	1,22	kNm ⁻¹	896	lbf.ft	$0,5F_{a,r}r_{d,p}$	Momento frenagem Tras.= 0,124 kgf.m		
34	SD	####	m	121	ft	$V_a^2/2D_a$	Distância de Parada		
35	t_a	2,76	sec	0,05	min	V_a/D_a	Tempo para parar o veículo		
36	E	1040	kilocalario	321140	ft-lb	$(M/2g).V_a^2$	Energia Dissipada		
37	P_w	754902	calariotroc	####	ft-lb/sec	Fz/Vo	} Potencia inicial dissipada		
38	P_w	3157	kilowatts	4234	hp				
39	$S_{z,e}$	0,288	m	3456	ft	$\Delta F_{v,t}/(2c_e)$	Variação susp diant (abaixa)= 288,0 mm		
40	$S_{z,r}$	0,065	m	224293	ft	$\Delta F_{v,r}/(2c_r)$	Variação susp tras (eleva) = 65,1 mm		
41	θ_p	0,08	rad	4,71	°	$(S_{z,e} + S_{z,r})/l$	Ângulo de inclinação (c/molaz lineares)		
42	$F_{a,e}$	46,92	kN	10548	lbf	$F_{v,t} - F_{a,e}$	Massa suspensa no eixo diant = $m_{p,e}$		
43	$F_{a,r}$	54,38	kN	12225	lbf	$F_{v,r} - F_{a,r}$	Massa suspensa no eixo tras = $m_{p,r}$		
44	$F_{a,t}$	101,30	kN	22773	lbf	$F_{a,t} + F_{a,r}$	Massa suspensa Total = $m_{p,t}$		
45	$\Delta h_{p,c}$	0,098	m	0,32	ft	$-S_{z,e}(F_{a,t}/F_{a,t}) + S_{z,r}(F_{a,r}/F_{a,r})$	Variação da altura do CG		
46	$h_{p,c}$	3,035	m	9,96	ft	$(m_{v,t}h_{c,t} - (m_{p,e} + m_{p,r})r_{d,p})$	Altura CG - corpo veiculo		
47	$h'_{p,c}$	2,937	m	9,64	ft	$h_{p,c} - \Delta h_{p,c}$	Altura CG - corpo com o efeito da frenagem		
48	$l_{p,e}$	2,31	m	7,57	ft	$(m_{p,r}/m_{p,t})l$	Distancia do CG ao eixo diant = b		
49	$l_{p,r}$	1,99	m	6,53	ft	$(m_{p,e}/m_{p,t})l$	Distancia do CG ao eixo tras = c		

Figura 4.19.- Planilha de análise do sistema de freio – Resultados finais.

4.7 – CÁLCULO DA PERFORMANCE DO VEÍCULO

Para calcular a performance ou o desempenho do veículo foi criada uma planilha segundo se observa na figura 4.20. Essa planilha possui para maior facilidade janelas de seleção por menu de componentes específicos como: motor, caixa de câmbio (transmissão), tipo de pneu e eixo traseiro (diferencial). Os componentes encontram-se numa planilha adicional de banco de dados como observado na figura 4.21.

Alguns parâmetros dos componentes selecionados são preenchidos na planilha de performance, outros parâmetros provêm das planilhas de distribuição de cargas e do centro de gravidade, mas mesmo assim certos parâmetros devem ser fornecidos, a seguir:

- Área projetada do veículo,
- Coeficiente aerodinâmico,
- Coeficiente de rolamento,
- Densidade do ar,
- Rendimento mecânico,
- Rendimento da embreagem.

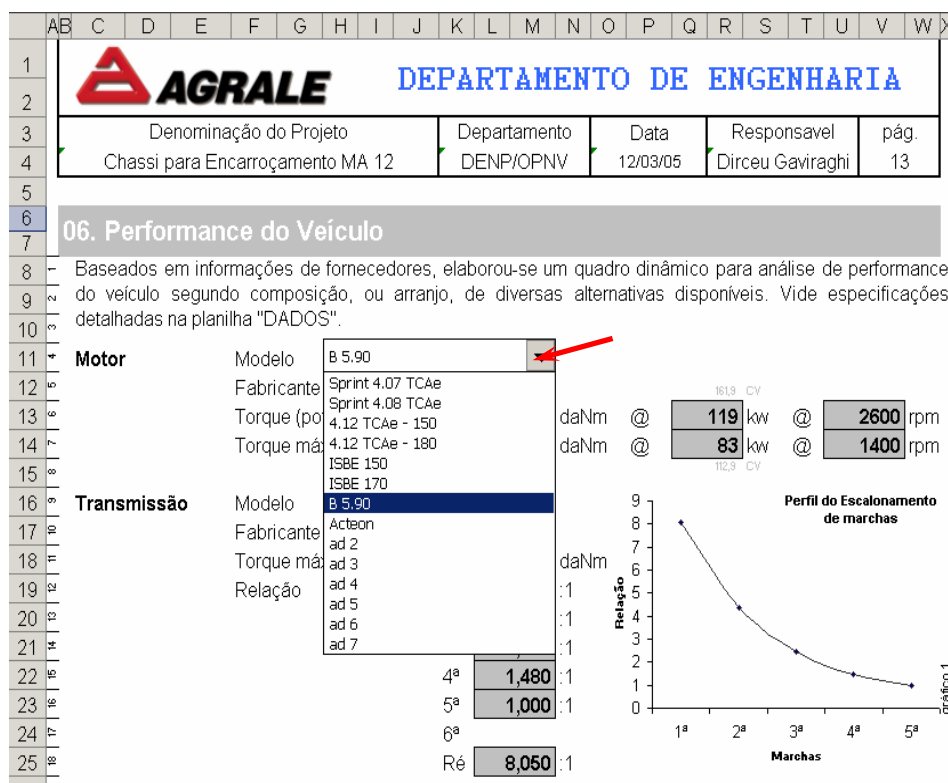


Figura 4.20.- Planilha de performance do veículo - Seleção do tipo do motor

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1										
2			<u>Motor</u>		<u>Transmissão</u>		<u>Pneu</u>		<u>Diferencial</u>	
3			Sprint 4.07 TC Ae		FS 2305 C		205/ 75 R17.5"		RS 13120	
4			Sprint 4.08 TC Ae		FSO 4305 C		215/ 75 R17.5"		RS 15120	
5			4.12 TC Ae - 150		FSO 4405 C		7.50 x 16		RS 17145	
6			4.12 TC Ae - 180		FS 4205 A		285/ 70 R19,5		RS 19145	
7			ISBE 150		FS 4205 B		LT 265/75 R16"		RS 21145	
8			ISBE 170		FS 5205 A		265/70 R19,5		RS 21160	
9			B 5.90		FS 5205 B		9.00 R20 FR25		RS 23160	
10			Acteon		FS 5406A		9.00-20 CT65 14PR		RS 23160A	
11			ad 2		AT 2000		205/75 R16 C G32		Dana 60	
12			ad 3		ad 5		275/90 R22,5 FR25		Dana 70	
13			ad 4		ad 6		195/75 R16 C G32		Proposta	
14			ad 5		ad 7		225/75 R16 C G32		Padrão 8	
15			ad 6		ad 8		235/85 R16		Padrão 9	
16			ad 7		ad 9		ad 9		Padrão 10	
17										
18										

Figura 4.21.- Planilha de Dados – Banco de componentes

Como se pode visualizar na planilha de cálculo da performance do veículo da figura 4.22, aparece um quadro de resultados correspondentes a velocidade, força de tração do veículo e rampa de subida em cada marcha, para o caso de um veículo de cinco marchas, e referentes ainda a uma série de rotações do motor.

Serão mostrados os cálculos de performance do veículo, iniciando pelo cálculo das velocidades em cada marcha e variando a rotação do motor. Pela expressão:

$$V = \frac{2\pi R_m R_e 1000}{6000 R_c R_d} \cdot 3,6 \quad (4.27)$$

onde,

R_m : rotação do motor

R_e : raio estático do pneu

R_c : relação da caixa de câmbio (marcha)

R_d : relação do diferencial

Observa-se graficamente na figura 4.23 a velocidade do veículo em potência máxima e em torque máximo.

AGRALE DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA

Denominação do Projeto: Chassi para Encarçoamento MA 12 | Departamento: DENP/OPNV | Data: 12/03/05 | Responsavel: Dirceu Gaviraghi | Pág.: 13

06. Performance do Veículo

Baseados em informações de fornecedores, elaborou-se um quadro dinâmico para análise de performance do veículo segundo composição, ou arranjo, de diversas alternativas disponíveis. Vide especificações detalhadas na planilha "DADOS".

Motor
 Modelo: B 5.90
 Fabricante: CUMMINS
 Torque (potência máxima): 437 daNm @ 119 kw @ 2600 rpm
 Torque máx.: 568 daNm @ 83 kw @ 1400 rpm

Transmissão
 Modelo: FS 4205 A
 Fabricante: EATON
 Torque máximo: 569 daNm
 Relação:
 1ª: 8,050 :1
 2ª: 4,350 :1
 3ª: 2,450 :1
 4ª: 1,480 :1
 5ª: 1,000 :1
 Ré: 8,050 :1

Diferencial
 Modelo: RS 13145
 Fabricante: ArvinMeritor
 Relação: 5,13 :1

Pneu
 Tipo: 9.00-20 CT65 14PR
 Fabricante: Pirelli
 Raio estático: 0,481 m

Reduzida: 1 :1

Informações complementares

PBT	12090	daN
Área frontal projetada	8,2	m ²
Coefficiente aerodinâmico	0,75	
Coefficiente de rolamento	0,015	
Densidade do ar	1,2	kg/m ³
Aceleração da gravidade	9,81	m/s ²
Velocidade inicial	0	km/h
Rendimento mecânico	0,90	:1
Rendimento de embreagem	0,75	:1

Perfil de Escalamento do marchar

Quadro de valores obtidos segundo arranjo proposto (motor x transmissão x reduzida x diferencial x pneu)

Motor			1ª			2ª			3ª			4ª			5ª		
Rev.	T	P	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp
rpm	Nm	kw	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%
800	451	38,0	3,5	3552,4	25,3	6,5	1919,6	13,3	11,5	1081,2	7,5	19,1	653,1	4,5	28,3	441,3	3,0
1000	472	49,0	4,4	3717,8	26,5	8,1	2009,0	14,0	14,4	1131,5	7,8	23,9	683,5	4,7	35,3	461,8	3,2
1200	540	68,0	5,3	4253,4	30,7	9,8	2298,4	16,0	17,3	1294,5	9,0	28,7	782,0	5,4	42,4	528,4	3,6
1400	568	83,0	6,1	4473,9	32,4	11,4	2417,6	16,9	20,2	1361,6	9,4	33,4	822,5	5,7	49,5	555,8	3,8
1500	568	89,0	6,6	4473,9	32,4	12,2	2417,6	16,9	21,6	1361,6	9,4	35,8	822,5	5,7	53,0	555,8	3,8
1600	560	94,0	7,0	4410,9	31,9	13,0	2383,5	16,7	23,1	1342,5	9,3	38,2	811,0	5,6	56,6	547,9	3,8
1800	549	103,0	7,9	4324,3	31,2	14,6	2336,7	16,3	26,0	1316,1	9,1	43,0	795,0	5,5	63,6	537,2	3,7
2000	533	112,0	8,8	4198,3	30,2	16,3	2268,6	15,8	28,9	1277,7	8,8	47,8	771,9	5,3	70,7	521,5	3,6
2200	512	118,0	9,7	4032,8	28,9	17,9	2179,2	15,2	31,7	1227,4	8,5	52,5	741,4	5,1	77,8	501,0	3,5
2400	474	119,0	10,5	3733,5	26,6	19,5	2017,5	14,0	34,6	1136,3	7,9	57,3	686,4	4,7	84,8	463,8	3,2
2600	437	119,1	11,4	3442,1	24,4	21,1	1860,0	12,9	37,5	1047,6	7,2	62,1	632,8	4,4	91,9	427,6	2,9

Performance

Figura 4.22- Planilha de performance do veículo

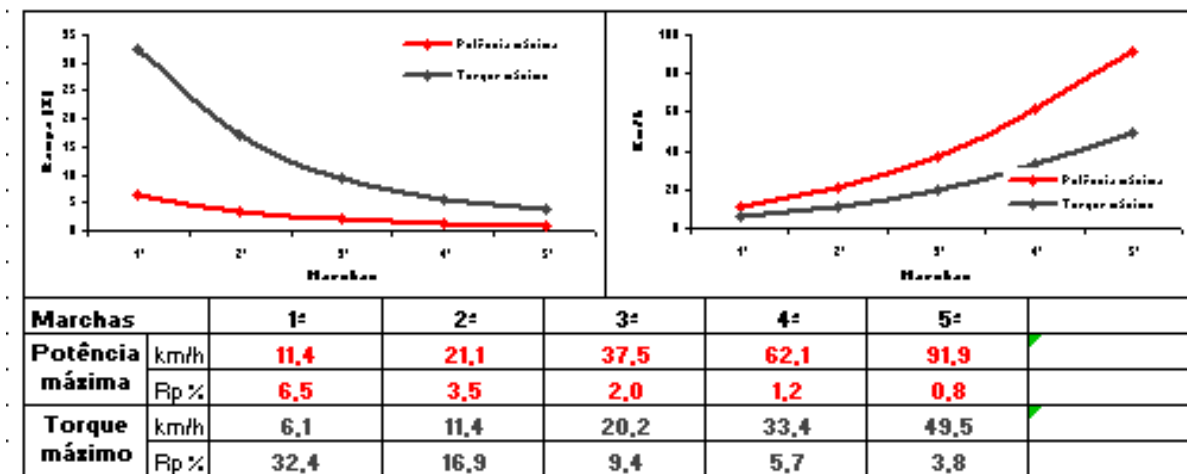


Figura 4.23.- Planilha de performance do veículo Velocidades e rampas máximas por marcha

Em seguida, calcula-se a força tratora do veículo F_t por marcha e também a variação da rotação do motor, através da expressão:

$$F_t = \frac{1}{9,81} \left(\frac{T_m R_c R_d R_{em}}{R_e} \right) \quad (4.28)$$

onde:

T_m : torque do motor em cada rotação

R_{em} : rendimento mecânico

As respostas das forças de tração do veículo estão expostas no quadro inferior da planilha de performance, figura 4.22. O mesmo resultado pode ser observado através de um gráfico “Força x Velocidade”, que consta na planilha e se ilustra na figura 4.24.

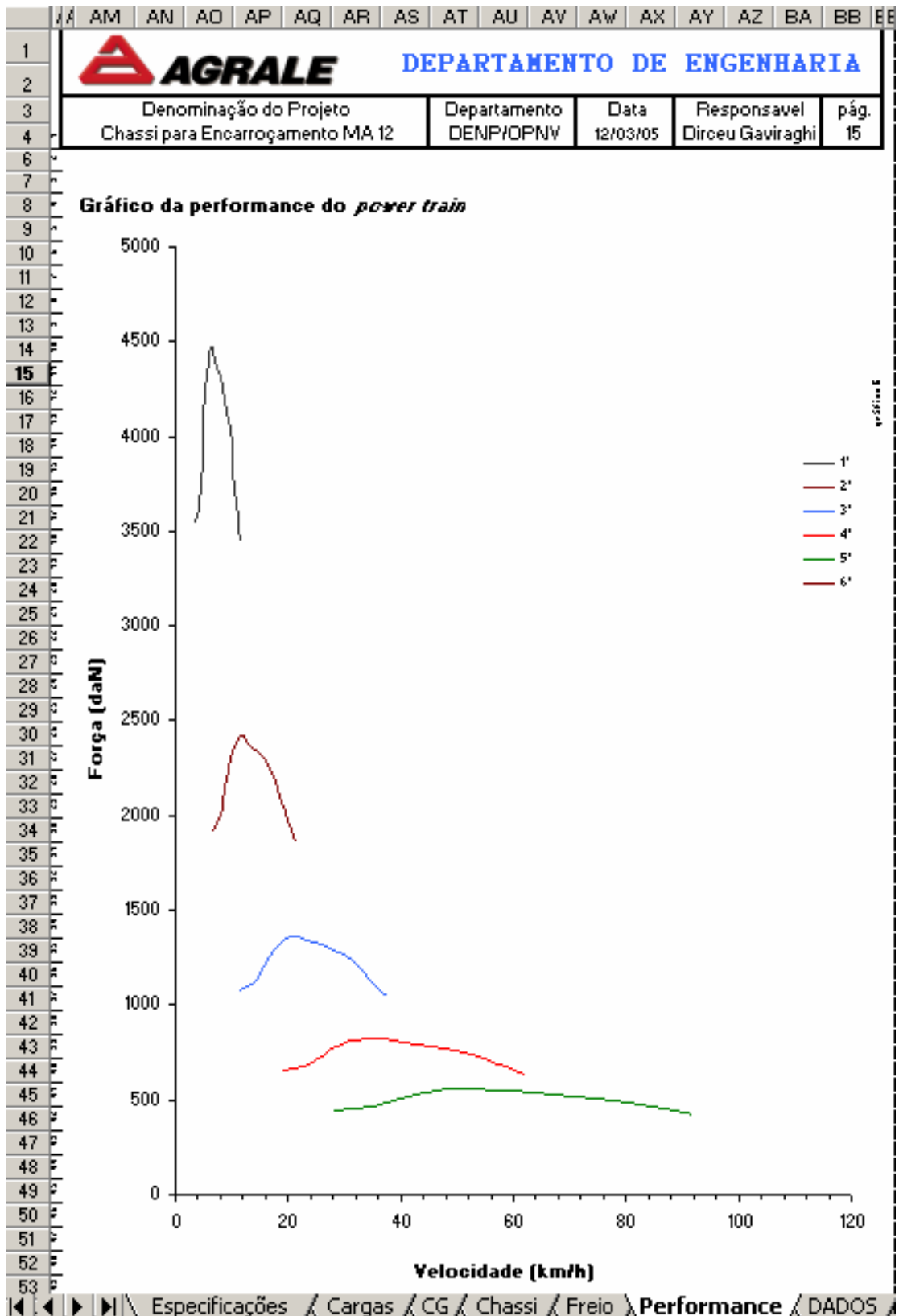


Figura 4.24 - Planilha de performance do veículo - Força x Velocidade por marcha

Ainda, será calculada a rampa de subida do veículo com carga total, onde sempre devem ser consideradas as condições de cada marcha e a variação da rotação do motor. Também, neste caso, deve-se incluir no cálculo a resistência do ar, que possui uma relativa influência no cálculo da rampa de subida, utilizando as seguintes expressões:

- Equação para cálculo da resistência do ar R_a

$$R_a = \frac{0,0386 D_{ar} C_a A_p (V + V_o)^2}{9,81} \quad (4.29)$$

onde,

D_{ar} : densidade do ar

C_a : coeficiente aerodinâmico

A_p : área projetada do veículo (área frontal)

V : velocidade

V_0 : velocidade inicial

- Equação para cálculo da força total na roda F_{st}

$$F_{st} = F_t - (W \cdot C_r) - R_a \quad (4.30)$$

onde,

C_r : coeficiente de rolagem

- Equação para cálculo do ângulo de subida do veículo α

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{F_{st} / W}{\sqrt{-(F_{st} / W)^2 + 1}} \right) \quad (4.31)$$

- Equação para cálculo da rampa de subida do veículo R_p em %

$$R_p = \tan(\alpha) \cdot 100 \quad (4.32)$$

Os resultados do cálculo da rampa, que é a capacidade de subida do veículo, estão expostos no quadro da planilha de performance, figura 4.22.

Em seguida, deve-se calcular qual a capacidade do veículo carregado de partida em rampa S_t (Startability). Este é executado considerando-se o torque máximo do motor em cada marcha, utilizando as seguintes expressões:

- Equação para cálculo da força disponível de saída (F_{ds})

$$F_{ds} = (F_t R_{ee}) - (0,012W) \quad (4.33)$$

onde,

R_{ee} : rendimento da embreagem

- Equação para cálculo da rampa de saída - Startability S_t

$$\alpha = \tan \left(\tan^{-1} \left(\frac{F_{ds} / W}{\sqrt{-(F_{ds} / W)^2 + 1}} \right) \right) \cdot 100 \quad (4.34)$$

Os resultados dos cálculos de rampa de partida estão expostos no quadro da planilha de performance, tanto em valor como graficamente segundo a figura 4.26.

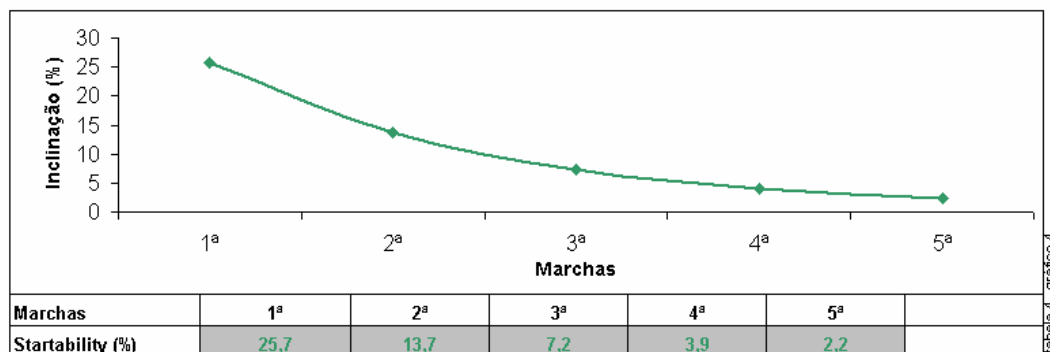


Figura 4.26.- Planilha da performance do veículo - Capacidade de partida em rampa e marcha

4.8 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO PRODUTO.

A planilha chamada de especificações técnicas do produto, Figura 4.27, resume os parâmetros mais importantes encontrados durante o desenvolvimento do anteprojecto. Esta planilha em conjunto com as outras compõe o relatório final, o qual será a base para o desenvolvimento do projecto veicular.

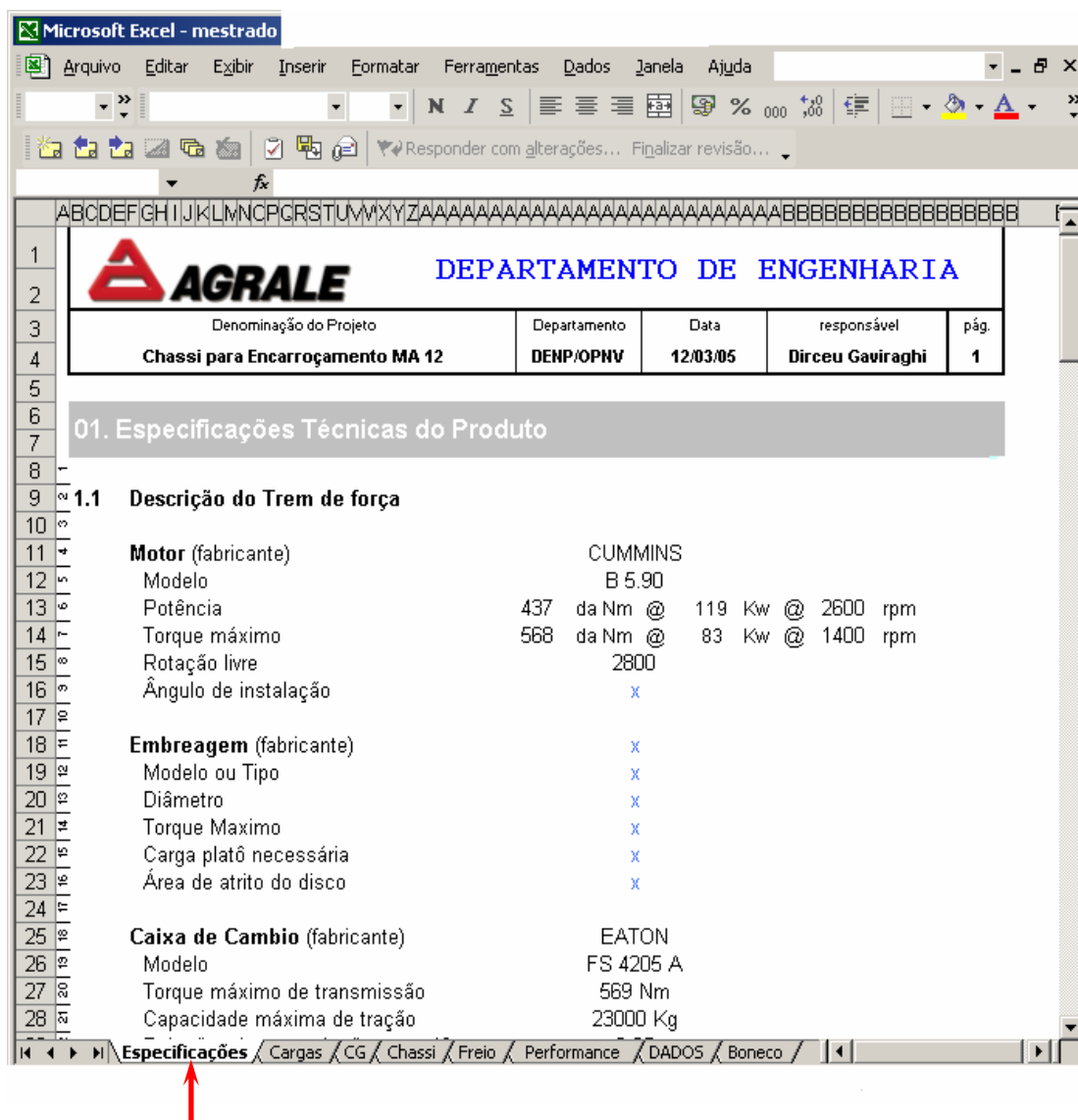


Figura 4.27.- Planilha das especificações técnicas do produto

Entretanto, os parâmetros identificados com “x” na Figura 4.27 precisam serem preenchidos manualmente, por enquanto essa informação ainda não foi incorporada ao trabalho.

5. EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE UM CASO

Este capítulo apresenta um estudo de caso de desenvolvimento de um projeto novo dentro da empresa, tipo ônibus. Primeiramente é descrito como funciona o processo de desenvolvimento de um projeto na atualidade, e logo se avalia a vantagem de dispor uma ferramenta que facilite esse trabalho através do anteprojeto.

5.1 – SISTEMA ATUAL DE PROJETO

O trabalho de desenvolvimento de um novo projeto dentro da empresa inicia-se com o recebimento do PP (Pedido de Produto), ver anexo C, pela Administração da Engenharia, onde é feita uma análise do pedido do produto e definidos os prazos com ampla margem para o desenvolvimento. Após, é elaborado a ADP (Autorização de Desenvolvimento de Projeto), ver anexo D. Estes documentos fazem parte da documentação do sistema de qualidade ISO 9001. Os PPs fornecem alguns dados básicos dos projeto e através da ADP são acrescentados alguns dados de engenharia e dada a autorização para o desenvolvimento do projeto. Neste momento, entra o setor de Operação de Desenvolvimento de Novo Produtos onde é elaborado um cronograma do projeto e preenchida a ficha de acompanhamento e andamento do projeto, chamada de *check list* (anexo E). Nesta lista são definidos alguns passos obrigatórios a serem seguidos na execução do projeto e serve como ficha de liberação final do produto.

Assim, as incertezas do produto ou a pesquisa de dados é absorvida pelos prazos de desenvolvimento do projeto.

O primeiro passo dentro do sistema atual é a definição das características principais do veículo conforme mostrado na figura 2.1. Para essa definição realiza-se também um estudo comparativo com produtos existentes no mercado, onde se busca dados que possam ajudar na determinação de parâmetros como capacidade de carga, dimensões da longarina e distância entre eixo entre outras.

A seguir é feito o cálculo de distribuição de cargas do veículo utilizando-se sempre um comparativo com outros produtos, além dos produtos de linha. Na definição do peso do chassi, este fica estimado com base nos produtos que já estão sendo produzidos pela empresa. Igualmente estimativas são assumidas para as cargas sobre as rodas dianteiras e traseiras. Também, tem que se definir o peso da carroceria do ônibus, fazendo-se uma consulta a

fabricantes. E finalmente, é feita uma distribuição da carga, encontrando-se a carga total do veículo sobre cada eixo. Em suma, é uma tarefa baseada na experiência da empresa.

Posteriormente, calcula-se o desempenho do veículo, definindo qual o motor será utilizado, qual a caixa de câmbio e qual a melhor relação para o eixo traseiro.

Sabendo as cargas sobre os eixos pode-se definir através de catálogos ou de consulta aos fabricantes dos eixos qual modelo deve ser utilizado, além de se definir os componentes da suspensão.

5.2 – SISTEMA PROPOSTO DE PROJETO

A diferença do sistema proposto em relação à seção anterior é a incorporação do anteprojecto veicular entre o PP e a ADP. A metodologia do anteprojecto está resumidamente exposta na seção 4.1.

O anteprojecto é exposto detalhadamente no capítulo 4 e há se seguir o fluxograma da figura 4.1, se destacando que o anteprojecto visa automatizar e ainda diminuir o tempo de liberação da ADP. Também, com a utilização do anteprojecto haverá um relatório completo das especificações do produto, que auxiliará na execução do projeto do novo veículo. Após a conclusão do anteprojecto, é dado o início da execução do projeto propriamente dito.

5.3 – COMPARATIVO DOS DOIS SISTEMAS

No desenvolvimento do novo produto do estudo de caso, que era um chassi para encarroçamento de ônibus com PBT aproximado de 12 tons e com porta frontal posicionada no balanço dianteiro do veículo, surgiram diversos problemas com a utilização do sistema atual.

Como este produto era totalmente novo e os parâmetros para se tomar como base não possuíam parâmetros compatíveis com este projeto. Com isso ocasionou uma divergência na determinação da distribuição de cargas. No cálculo das cargas sobre o chassi não foi considerado o aumento de carga sobre o eixo dianteiro, como o motor está totalmente a frente do eixo e a distribuição dos passageiros no veículo acarretou uma sobre carga no mesmo. Para este veículo foi determinado um eixo dianteiro para uma carga de 4500 kgf. Somente ao final do projeto quando da execução do protótipo é que se verificou que a carga sobre o eixo era do

valor de 5500 kgf aproximadamente. Para se corrigir o projeto, foi necessário re-projetar a suspensão dianteira, sistema de direção e cubo roda devido à troca do eixo.

Neste processo a especificação do produto ocorre durante o processo de execução do projeto e isto toma muito tempo dos projetistas.

Com a implantação deste novo sistema de anteprojetado pretende-se evitar erros na configuração inicial do produto, auxiliar na determinação da distribuição de cargas, centro de gravidade, definição da longarina, análise de freio e performance do veículo, evitando-se que haja o re-projetado. Esta metodologia tem um sistema de planilhas de cálculo que automatiza a elaboração dos cálculos e define com mais detalhe as cargas e os componentes, além de elaborar um relatório das especificações básicas do veículo, como consta no Anexo F.

Busca-se também que a utilização deste sistema possa influenciar diretamente no tempo, na velocidade e na confiabilidade dos projetos.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Automatizou-se a metodologia de anteprojeto para o desenvolvimento de veículos leves e médios, que busca definir com maior aproximação os principais parâmetros do veículo. Esta metodologia diminui o tempo e auxilia a execução do projeto propriamente dito.

Foi desenvolvido um fluxograma da seqüência dos passos a serem seguidos no desenvolvimento de um anteprojeto veicular.

Foram criadas planilhas de cálculo detalhadas para automatizar a escolha e o cálculo de diversos parâmetros do veículo. Estas planilhas formam um relatório final que será a base para o desenvolvimento do projeto veicular.

O cálculo da distribuição de carga, a obtenção do centro de gravidade do veículo, a definição das longarinas do chassi, a análise do sistema de freio e o cálculo da performance de um veículo são os elementos necessários e suficientes para definir em primeira instância um anteprojeto veicular.

As planilhas desenvolvidas podem evoluir permanentemente para incorporar novos elementos e cálculos, cuidando que elas não necessariamente atinjam o nível de detalhamento do projeto para não perder a sua simplicidade, fator que as torna práticas.

Outros setores podem igualmente se beneficiar com esta metodologia. Por exemplo, algumas planilhas já estão em fase de adaptação para utilização em projetos na área de tratores.

Sugere-se implantar este novo sistema, com a incorporação da metodologia desenvolvida, no processo de desenvolvimento de um novo projeto dentro da empresa, para verificar as vantagens e calibrar os modelos matemáticos da metodologia do anteprojeto.

Algumas idéias para melhorias da metodologia proposta ou ainda como temas de próximos trabalhos dentro do projeto veicular envolvem:

- Incorporar os custos estimados do produto;
- Desenvolver estudos do sistema de geometria de direção;
- Desenvolver estudos sobre o sistema completo de suspensão;
- Desenvolver estudos de cálculo para *cancelamento* de eixo cardan.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFIAS

Ames, B. B. B., 2002. “**Communication makes products faster. Design news**”, Reed Business information.

Arias-Paz, M., 2001. “**Manual de Automóvel**”, 3ª edição, Editora Mestre JOU, São Paulo,.

Automotive Industries, 2001. “**The road to automotive industry innovation**”, Southfield: Randall Publishing, 18p. Suplemento.

Beer, F. P. e Johnston, E. R., Jr., 1989. “**Resistência dos materiais**”, 2ª edição, Mc Graw-Hill do Brasil, Ltda., Rio de Janeiro.

Beermann, H. J., 1989. “**The analysis of commercial vehicle structures**”, Mechanical Engineering Publications Limited, London.

Dixon, J. C., 1996. “**Tires, Suspension and Handling**”, 2nd ed., SAE – Society of automotive Engineers, Inc., USA.

Evbuomwan, N. F. O; S. Sivaloganathan and Jebb, A., 1996. “**A Survey of design philosophies, models, methods and systems**”, Journal of Engineering Manufacture, 302.

Gillespie, T. D., 1992. “**Fundamentals of vehicle dynamics**”, 6th ed., SAE – Society of Automotive Engineers, Inc. , USA.

Kaminski, P. C., 2000. “**Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**”, LTC, Rio de Janeiro.

Karaoglu, C. and N. Sefa K., 2001. “**Stress analysis of a truck chassis with riveted joints – Department of Mechanical Engineering**”, Finite Elements in Analysis and Design, 38 (115-1130)

Prieto, V. S., Jr., 2002. “**Proposta para redução do tempo de Desenvolvimento**”,
Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

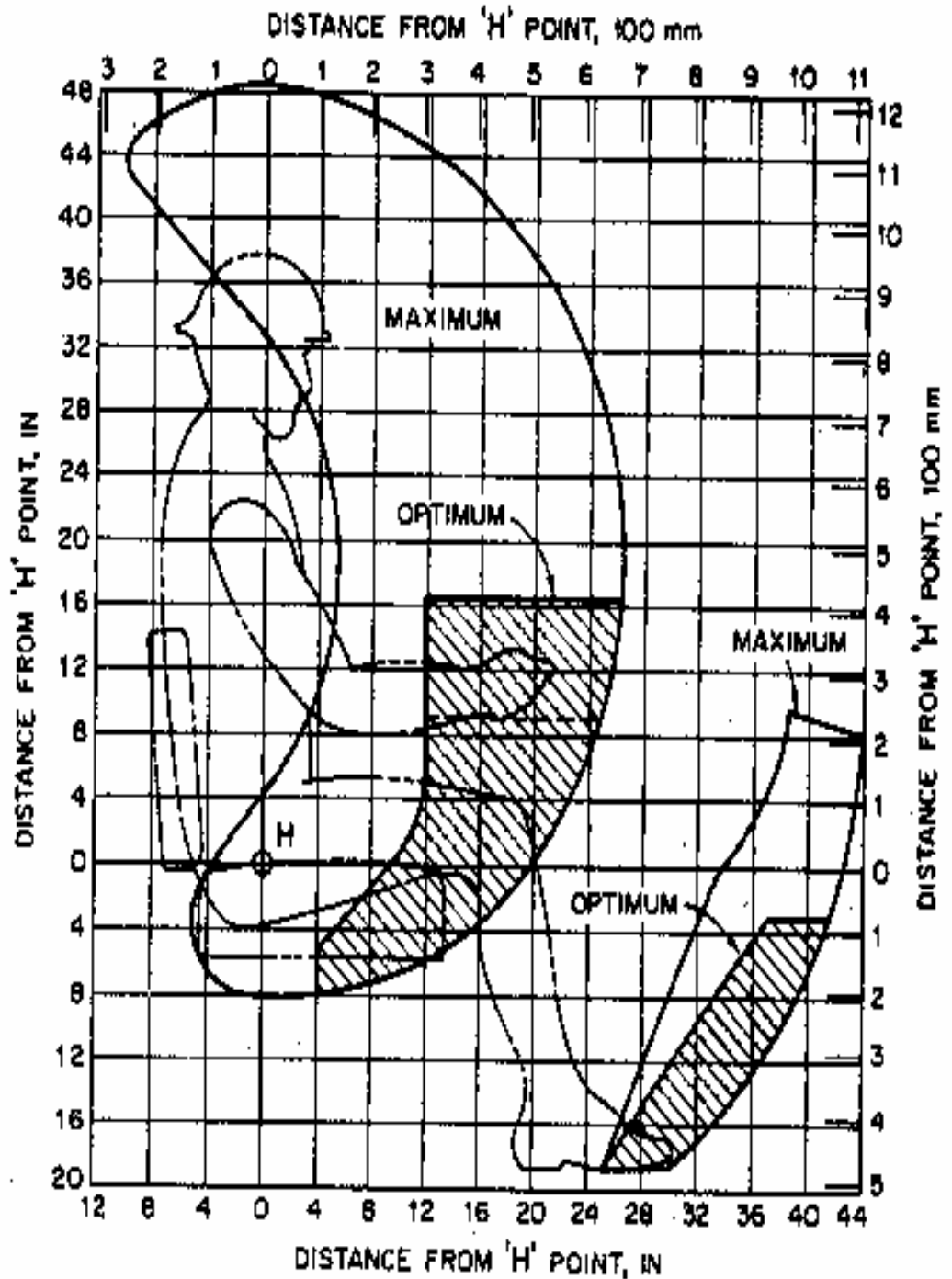
SAE HS 788, “**Manual on design and application of leaf springs**”, SAE - Society of
automotive Engineers, Inc., USA.

SAE J 898, 1974. “**Control locations for construction and industrial equipment
design**”, SAE - Society of automotive Engineers, Inc., USA.

Souza, M.A.Cap., 1992. “**Chassis**”, M. Sc E.

ANEXO A - VISTA LATERAL DO CORPO HUMANO

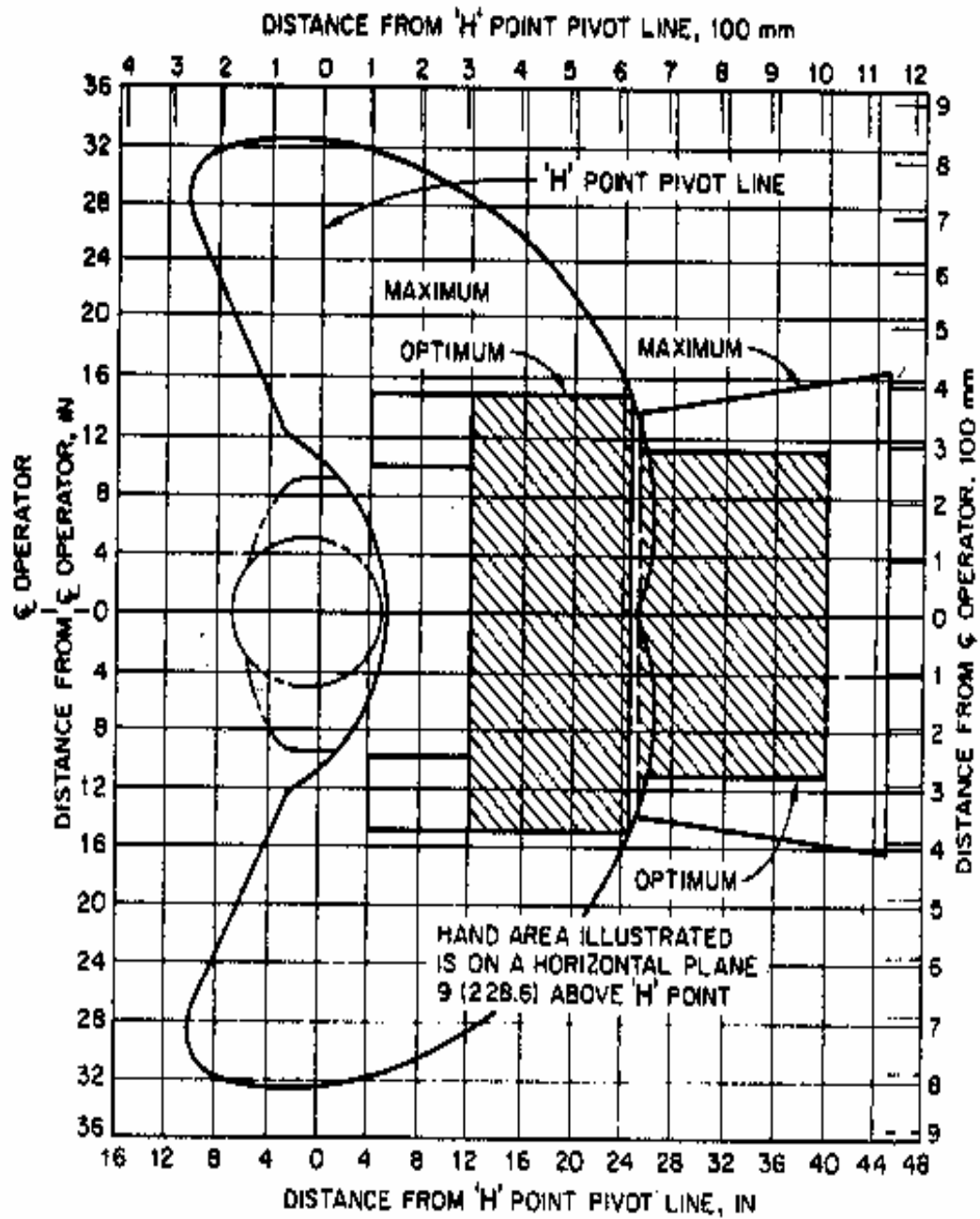
Os espaços de alcance das mãos e dos pés.



(Fonte: Norma SAE J 898 – SAE 1977)



ANEXO B - VISTA SUPERIOR DO CORPO HUMANO

Os espaços de alcance das mãos e dos pés.



(Fonte: Norma SAE J 898 – SAE 1977)

ANEXO C - FICHA DE PEDIDO DE NOVOS PRODUTOS

	PP - PEDIDO DE PRODUTO	Número: 027
Departamento Emitente: DEPARTAMENTO DE VENDAS		
Proposta: CHASSI PARA ENCARROÇAMENTO DE ONIBUS URBANO CAPACIDADE DE CARGA DE 10 A 12 TON CAPACIDADE DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS 60 PESSOAS		
Objetivo/Argumentação para Desenvolvimento: ATENDER O MERCADO BRASILEIRO E ARGENTINO VEÍCULO COM BAIXO CONSUMO		
Situação Atual: NÃO EXISTE UM VEICULO DESTE TAMANHO NO MERCADO BRASILEIRO, COM CAPACIDADE MÉDIA DE CARGA TENDENCIA DO MERCADO EUROPEU PARA OS MIDI		
Responsável: 	Data:	30 / 11 / 2002

SE NECESSÁRIO UTILIZAR O VERSO

MOD I-1038/2
Folha 1 de 2

(Fonte: Sistema ISO – Agrale)

**DEPARTAMENTO DE VENDAS
(Perfil do Mercado)**

Características do Produto:

MOTOR 4 CILINDROS MWM 145 CV

COMPRIMENTO DA CARROCERIA NO MÁXIMO 9,5 METROS

Segmento do Mercado:

VEICULO DE APOIO EM HORARIOS DE MENOR MOVIMENTO

Perspectiva de Crescimento:

Existência de Produtos Similares (Quais?):

MB 1420 MERCADO ARGENTINO

Requisitos Exigidos pelo Cliente e/ou Regulamentares Aplicáveis:

NORMAS BRASILEIRAS E ARGENTINAS

Quantidade Estimada de Vendas:

Preço Objetivo:

Data Ideal de Lançamento:

Observações

Responsável:

Data:


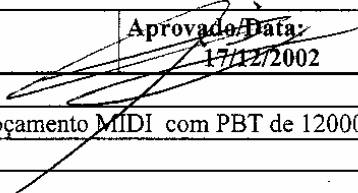
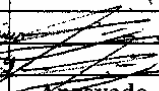
30 / 11 / 2002

E NECESSÁRIO UTILIZAR O VERSO

**MOD I-1038/2
Folha 2 de 2**

(Fonte: Sistema ISO – Agrale)


ANEXO D - FICHA DE AUTORIZAÇÃO DE DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

 AGRALE	ADP - AUTORIZAÇÃO DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO		Número: _____ 027 _____
Denominação do Projeto: CHASSI P/ ENCARROÇAMENTO MA 12 TCA		Existência PP <input checked="" type="checkbox"/> sim <input type="checkbox"/> não	
Responsável pelo Projeto: Jorge Vergani		Aprovado/ Data:  17/12/2002	Prazo Previsto: 24/10/2003
Objetivo: Desenvolver um chassi para encarroçamento MIDI com PBT de 12000 Kg			
Especificações Técnicas Básicas: Motor : MWM 4.10 TCA 145 Cv PBT aproximado de 12000 kg Distancia entre eixos de aproximadamente 4500 mm Direção Hidráulica Freio a tambor S-CAM Freio de estacionamento Spring-Brake Suspensão com molas parabólicas na dianteira e semi-elípticas na traseira			
Dados Importantes:			
Produtos Similares: El Detalle OA106 11,3 Ton (motor traseiro); MAN (Espanha) 13.220 HOCL (motor traseira) 13,6 Ton. MB OF 1417 – 14 Ton			
Requisitos Estatutários e Regulamentares Aplicáveis		<input checked="" type="checkbox"/> Sim <input type="checkbox"/> Não	<input checked="" type="checkbox"/> Mercado Nacional <input type="checkbox"/> Outros Mercados _____
Observação:			
			x
02	09.10.03	DEMANDA ENTRE EIXOS: 4300,174 USB AND - 5250 - 2400MM	 Aprovado
01	09.10.03	Alterado motor SA1 MWM 4.10 ENTRE 4.12; 1530; 855	
Revisão	Data	Descrição da alteração	

MOD I-1350/0

(Fonte: Sistema ISO – Agrale)

ANEXO E - FICHA DE ACOMPANHAMENTO DO PROJETO

		CHECK LIST DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO			
Denominação do Projeto: CHASSI PARA ENCARROÇAMENTO - MA 12.0 TCA		Número da ADP: 027			
Responsável pelo Projeto: JORGE VERGANI		Data: 17 / 12 / 2002			
Item Aplic	Lista	Items Concl.	Visto/D	Observações	
<input checked="" type="checkbox"/>	1. Definida a conta do projeto	OK	<i>[assinatura]</i>	<i>CDUTA N.º 19256</i> <i>Memo n.º 155/03</i>	
<input checked="" type="checkbox"/>	2. Cronograma do projeto emitido	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	3. Definidas etapas, análises críticas, verificação/validação de projeto	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	4. Requisitos regulamentares aplicáveis atendidos	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	5. Requisitos do cliente atendidos	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	6. Componentes novos desenvolvidos	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	7. Potenciais fornecedores identificados	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	8. Folhas de aprovação dos fornec. respondidas				
<input checked="" type="checkbox"/>	9. Análises críticas do projeto realizadas				
<input checked="" type="checkbox"/>	10. Análises de similaridade com outros produtos				
<input checked="" type="checkbox"/>	11. Análises de similaridade com outras aplicações	OK	<i>[assinatura]</i>		
<input checked="" type="checkbox"/>	12. Protótipos realizados				
<input checked="" type="checkbox"/>	13. Emitida a solicitação de testes				
<input checked="" type="checkbox"/>	14. Testes realizados				
<input checked="" type="checkbox"/>	15. Análises resultados dos testes				
<input checked="" type="checkbox"/>	16. Cálculos alternativos elaborados				
<input checked="" type="checkbox"/>	17. Desenhos liberados				
<input checked="" type="checkbox"/>	18. Lista de materiais liberada				
<input checked="" type="checkbox"/>	19. Especificações técnicas realizadas				

MOD I-1348/3
Folha 1 de 3

(Fonte: Sistema ISO – Agrale)

<input checked="" type="checkbox"/>	20.	Requisitos de operação definidos			
<input checked="" type="checkbox"/>	21.	Requisitos de manuseio considerados			
<input checked="" type="checkbox"/>	22.	Requisitos manutenção do produto considerado			
<input checked="" type="checkbox"/>	23.	Requisitos de entrada do projeto atendidos			
<input checked="" type="checkbox"/>	24.	Cores e grafismo definidos			
<input checked="" type="checkbox"/>	25.	Orientações especiais de montagem elaborados			
<input checked="" type="checkbox"/>	26.	Accessórios e ferramentais definidos			
<input checked="" type="checkbox"/>	27.	Acompanhado os estágios de produção			
<input checked="" type="checkbox"/>	28.	Lote piloto montado			
<input checked="" type="checkbox"/>	29.	Levantamento ponderal e dimensional avaliados			
<input type="checkbox"/>	30.	Embalagem detalhada e definida			
<input checked="" type="checkbox"/>	31.	Catálogo de peças elaborado			
<input checked="" type="checkbox"/>	32.	Documentação RENA VAM encaminhada			
<input checked="" type="checkbox"/>	33.	Liberados itens específicos de reposição			
<input checked="" type="checkbox"/>	34.	Atende as perspectivas de custos			
<input type="checkbox"/>	35.	Desenvolvimento de nova tinta			
<input type="checkbox"/>	36.				
<input type="checkbox"/>	37.				
<input type="checkbox"/>	38.				
<input type="checkbox"/>	39.				
<input type="checkbox"/>	40.				
<input type="checkbox"/>	41.				
<input type="checkbox"/>	42.				
<input type="checkbox"/>	43.				
<input type="checkbox"/>	44.				
<input type="checkbox"/>	45.				
<input type="checkbox"/>	46.				
<input type="checkbox"/>	47.				
<input type="checkbox"/>	48.				
<input type="checkbox"/>	49.				

ANEXO F - RELATÓRIO FINAL DO ANTEPROJETO

Figura 3.10 - Forças máximas de frenagem do eixo dianteiro e traseiro	40
Figura 3.11 - Forças normais de uma secção da viga	42
Figura 3.12 – Diagrama dos momentos e forças cortantes	44
Figura 4.1 - Fluxograma da Metodologia do Anteprojeto	46
Figura 4.2. Planilha de Distribuição Estimada de Cargas do Produto - Entrada de dados.	49
Figura 4.3.- Planilha da Distribuição Estimada de Carga - Dados de saída	52
Figura 4.4.- <i>CG</i> do veículo no plano horizontal	54
Figura 4.5 - <i>CG</i> do veículo com a frente elevada	55
Figura 4.6 - Planilha de definição do <i>CG</i>	57
Figura 4.7 - Cargas que atuam sobre uma longarina do chassi	59
Figura 4.8 - Planilha de definição da longar. do chassi – Diagrama de momentos fletores	61
Figura 4.9.- Planilha de definição das longar. do chassi – Diagrama das forças cortantes	63
Figura 4.10.- Diagrama de momentos fletores com dois apoios em kN.m – <i>Ftool</i>	64
Figura 4.11.- Diagrama do esforço cortante com dois apoios em kN – <i>Ftool</i>	64
Figura 4.12.- Diagrama de momentos fletores com quatro apoios em kN.m – <i>Ftool</i>	65
Figura 4.13.- Diagrama do esforço cortante com quatro apoios em kN – <i>Ftool</i>	65
Figura 4.14.- Diagrama de momentos fletores com quatro apoios em kN.m – <i>Ftool</i>	66
Figura 4.15.- Diagrama do esforço cortante com quatro apoios em kN – <i>Ftool</i>	66
Figura 4.16.- Perfil C e suas dimensões	67
Figura 4.17.- Distribuição da tensão de cisalhamento horizontal do perfil C	68
Figura 4.18.- Planilha de definição das longarinas do chassi – Resultados finais	70
Figura 4.19.- Planilha de análise do sistema de freio – Resultados finais.	72
Figura 4.20.- Planilha de performance do veículo - Seleção do tipo do motor	73
Figura 4.21.- Planilha de Dados – Banco de componentes	74
Figura 4.22- Planilha de performance do veículo	75
Figura 4.23.- Planilha de performance do veíc. Velocidades e rampas máximas por marcha	76
Figura 4.24 - Planilha de performance do veículo - Força x Velocidade por marcha	77
Figura 4.26.- Planilha da perfor. do veículo - Capacidade de partida em rampa e marcha	79
Figura 4.27.- Planilha das especificações técnicas do produto	80

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	responsável Dirceu Gaviraghi	pág. 1
---	----------------------------------	-------------------------	--	------------------

01. Especificações Técnicas do Produto

1.1 Descrição do Trem de força

Motor (fabricante)	CUMMINS			
Modelo	B 5.90			
Potência	437 da Nm @	119 Kw @	2600 rpm	
Torque máximo	568 da Nm @	83 Kw @	1400 rpm	
Rotação livre	2800			
Ângulo de instalação	x			

Embreagem (fabricante)

Modelo ou Tipo	x
Diâmetro	x
Torque Maximo	x
Carga platô necessária	x
Área de atrito do disco	x

Caixa de Cambio (fabricante)

Modelo	EATON FS 4205 A	
Torque máximo de transmissão	569 Nm	
Capacidade máxima de tração	23000 Kg	
Relações de transmissão	1 ^a	8,05
	2 ^a	4,35
	3 ^a	2,45
	4 ^a	1,48
	5 ^a	1
	6 ^a	0
	Ré	8,05

Cardans Transmissão (fabricante)

Série	x
Modelo cardam dianteiro	x
Modelo cardam traseiro	x

1.2 Descrição do Sistema de Eixo

Eixo Dianteiro (fabricante)

Modelo	Meritor MF 07
Capacidade de Carga Vertical	6000 kg
Capacidade máxima de tração (4x4)	
Relação de transmissão (4x4)	
Relação de transmissão Opcional (4x4)	

Eixo Trás. de transmissão (fabricante)

Modelo	Meritor MS 19145
Capacidade de carga vertical	8500 kg
Capacidade máxima de tração	21000 kg
Relação de transmissão	5,13
Relação de transmissão Opcional	0

Denominação do Projeto	Departamento	Data	responsável	pág.
Chassi para Encarroçamento MA 12	DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	2

1.3 Descrição do Sistema de Direção

Setor de Direção (fabricante)	ZF
Modelo	Servocom 8095
Relação de transmissão	15,7/18,5:1
Pressão de trabalho do sistema	150 bar
Bomba Hidráulica (fabricante)	ZF
Modelo	7684
Vazão (mínima / máxima)	17 dm ³ /min
Sentido de rotação	Direita

1.4 Descrição do Sistema Elétrico

Alternador (fabricante)	Bosh
Capacidade	70 Ah
Voltagem do sistema	24 volts
Bateria (fabricante)	Heliar
Potência / capacidade	(2x) 12V x 100 Ah
Motor de partida (fabricante)	Bosch
Potência	3Kw

1.5 Descrição do Sistema Alimentação

Tanque de Combustível (fabricante)	Bepo
Volume (capacidade)	210 L
Dimensões	411 x 498 x 965
Diâmetro da tubulação	12 mm
Filtro de Ar (fabricante)	Mann
Modelo	Piclou
Capacidade (filtragem)	15 m ³
Dimensões	Ø 295 x 414
Área de filtragem	70000 cm ²

1.6 Descrição do Sistema de Rodados

Roda (fabricante)	Borlem
Modelo	7,50 x 10,5"
Capacidade de carga	2700 kg
Pneu (fabricante)	Pirelli
Modelo	285/70R19,5"
Capacidade de carga	X
Raio estático	481

Denominação do Projeto	Departamento	Data	Responsável	Pág.
Chassi para Encarroçamento MA 12	DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	3

1.7 Pesos e Capacidades

Peso do chassi - linha de montagem

Peso Eixo dianteiro	2468,8
Peso Eixo traseiro	2468,8
Peso Total	3992,7

Peso do chassi Encaradoado

Peso da Carroceria	3830,0
Peso Eixo dianteiro	4236,0
Peso Eixo traseiro	3586,7
Peso Total	7822,7

Peso do Veículo em PBT

Peso Eixo dianteiro	5457,4
Peso Eixo traseiro	6635,3
Peso Total (PBT)	12092,7

Capacidade de Carga

4270,0

1.8 Dados Ponderais do Chassi

Perfil da Longarina - Altura	215	
Aba	80	
Espessura	8	
Largura do Chassi	865	
Material da longarina	LNE 38	
Modulo de flexão	176,49	cm ³

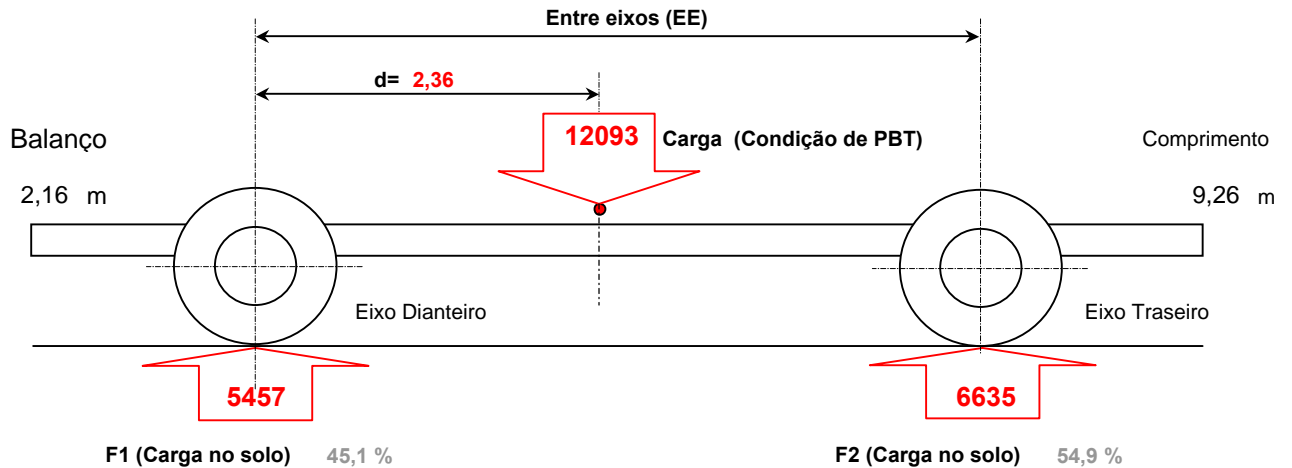
1.9 Dimensões e Medidas Ponderais

Distância Entre Eixos	4300
Balanço Dianteiro	2160
Balanço Traseiro	2800
Comprimento Total	9260
Bitola do Eixo Dianteiro	X
Bitola do Eixo Traseiro	X
Altura mínima do Solo	X
Altura do chassi ao Solo - diant.	881
Altura do chassi ao Solo - tras.	881

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	responsável Dirceu Gaviraghi	pág. 4
---	----------------------------------	-------------------------	--	------------------

02. Distribuição Estimada de Carga

Com base na localização estimada dos componentes e cargas e também no cálculo nas respectivas massas, elaborou-se um quadro de distribuição de cargas no solo e nas suspensões, dianteira e traseira, do veículo em referência.



Distância entre-eixos: EE m

Componentes	Massa não Suspensa			G ₁	G ₂	G ₃	Massa Suspensa		
	G (kg)	d (m)	G.d				G (kg)	d (m)	G.d
Motor + óleo + líquido arrefecimento + A/C							476	-1,35	-642,6
Sistema radiadores + líquido arrefecimento							75	-1,97	-147,8
Caixa cambio + óleo							115	-0,45	-51,8
Sistema embreagem + carcaça							45	-0,70	-31,5
Cabine veículo (caminhão)							168	-1,60	-268,8
Chassis (quadro)							686	2,30	1577,8
Sistema de escapamento e freio motor							35	1,60	56,0
Sistema de cardans							74	1,90	140,6
Estepe e suporte							85	6,40	544,0
Baterias e suporte							88,2	1,10	97,0
Tanque combustível (cheio) e suportes							230	2,77	637,1
Reservatórios (de óleo ou ar) do freio							37,5	1,58	59,3
Motorista							75	-0,90	-67,5
Setor de direção + reservatório + óleo							40	-0,90	-36,0
Carroceria/ baú/ tanque/ encarroçamento							3700	2,30	8510,0
Sistema de ar condicionado							130	2,77	360,1
Carga (ou peso dos passageiros do ônibus)							4270	3,07	13108,9
Conjunto do eixo dianteiro + freios	384	0,00	0,0						
Suspensão diant. (molas e componentes, etc)	129	0,00	0,0						
Rodagem dianteira	160	0,00	0,0						
Eixo traseiro + freios + cubos + tambores	520	4,30	2236,0						
Suspensão tras. (molas e componentes, etc)	250	4,30	1075,0						
Rodagem traseira dupla (s ou d): <input type="checkbox"/>	320	4,30	1376,0						

Condição veículo no PBT (GVW):..... $\Sigma G_4 =$ $\Sigma (G_4.d) =$

Condição veículo vazio (empty) :.....

Condição veículo de linha (curb weight):.....

$\Sigma G_1 =$ $\Sigma (G_1.d) =$

$\Sigma G_2 =$ $\Sigma (G_2.d) =$

$\Sigma G_3 =$ $\Sigma (G_3.d) =$

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	responsável Dirceu Gaviraghi	pág. 5
---	----------------------------------	-------------------------	--	------------------

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38

D₁ Distancia do eixo dianteiro ao CG (PBT - GVW).....	2,36	Somente Massa Suspensa.....	2,31
D₂ Distancia do eixo dianteiro ao CG (vazio).....	1,97		
D₃ Distancia do eixo dianteiro ao CG (chassi linha - curb weight).....		1,64	
F₁ Carga no solo sob o eixo dianteiro (PBT - GVW).....	5457,38		
F₂ Carga no solo sob o eixo dianteiro (vazio).....	4235,96		
F₃ Carga no solo sob o eixo dianteiro (chassi linha - curb weight).....		2468,78	
F₄ Carga no solo sob o eixo traseiro (PBT - GVW).....	6635,32		
F₅ Peso sobre o eixo traseiro (vazio).....	3586,74		
F₆ Carga no solo sob o eixo traseiro (chassi linha).....		1523,92	
F₇ Carga sobre as molas do eixo dianteiro (PBT - GVW).....			4784,38
F₈ Carga sobre as molas do eixo traseiro (PBT - GVW).....			5545,32
Carga total nas molas (massa suspensa).....			10329,70
 Peso bruto total (PBT - GVW).....	12092,70		
Peso total veiculo vazio.....	7822,70		
Peso total veículo linha (curb weight).....		3992,70	

Unidades:

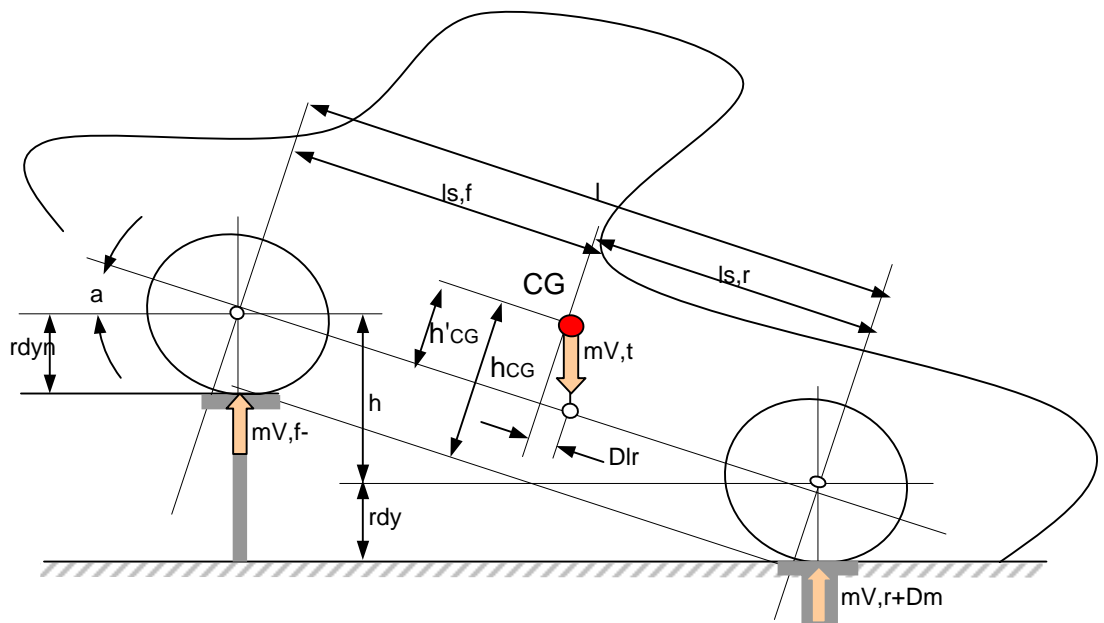
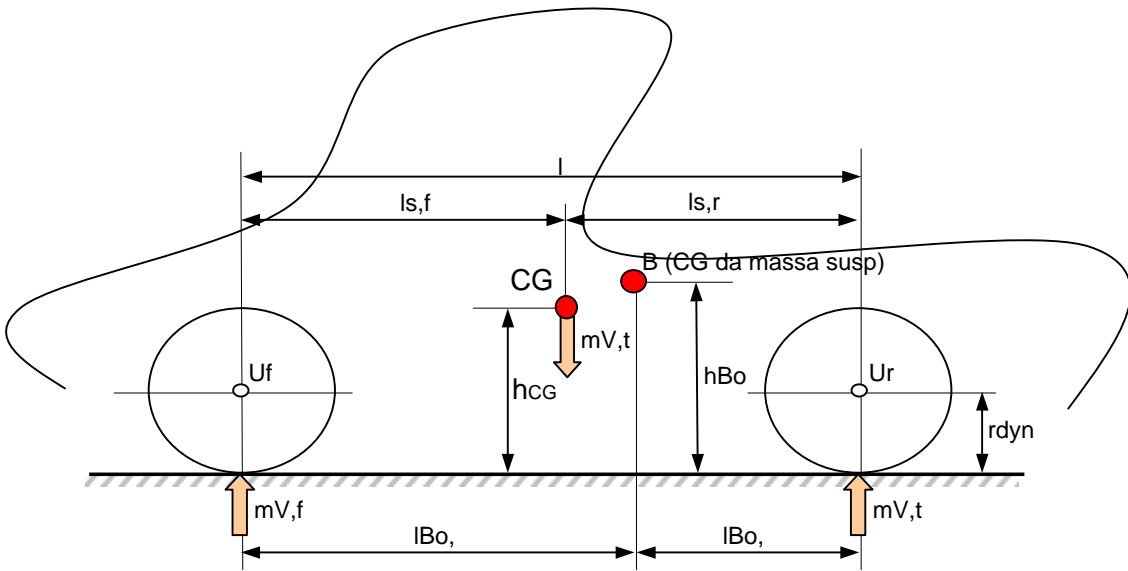
kg	Massa
kgf	Força
m	Comprimento

Legenda: **G** Peso do Componente
d Distancia do Componente em relação ao eixo dianteiro

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	Pag. 6
---	----------------------------------	-------------------------	--	------------------

03. Calculo do Centro de Massa do Veículo

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50



Denominação do Projeto	Departamento	Data	Responsavel	Pag.
Chassi para Encarroçamento MA 12	DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	7

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44

l	4,300	m	14,11	ft	Entre Eixos
r_{dyn}	0,481	m	1,58	ft	Raio Dinâmico (Pneu)
m_{u,f}	673,0	kg	1484	lb	Peso Eixo Diant. (massa não suspensa)
m_{u,r}	1090,0	kg	2403	lb	Peso Eixo Tras. (massa não suspensa)
m_{v,f}	5457,4	kg	12031	lb	Carga Eixo Diant. no solo
m_{v,r}	6635,3	kg	14628	lb	Carga Eixo Tras. no solo
m_{Bo,f}	4784,4	kg	10548	lb	Massa suspensa no eixo dient.
m_{Bo,r}	5545,3	kg	12225	lb	Massa suspensa no eixo tras.
m_{Bo}	10329,7	kg	22773	lb	Massa Total suspensa
h	0,600	m	1,97	ft	Altura eixo Diant. ao solo
Δ_m+m_{v,r}	7500,0	kgf	16535	lb	Carga eixo Tras. na balança
Δ_m	864,7	kgf	1906	lb	Incremento peso obtido eixo tras.
m_{v,t}	12092,7	kg	26660	lb	Peso bruto total (PBT) = F_{v,t} = M
α	0,140	rad	8,02	°	Inclinação do veículo na balança
Δl_r	0,307	m	1,01	ft	
h_{CG}	2,663	m	8,74	ft	CG Altura do solo
l_f	2,359	m	7,74	ft	Distancia eixo dient. ao CG
l_r	1,941	m	6,37	ft	Distancia eixo tras. ao CG
h'_{CG}	2,182	m	7,16	ft	Altura do CG ao centro dos eixos
l_{Bo,f}	2,308	m	7,57	ft	Distan. eixo dient.ao CG massa suspensa
l_{Bo,r}	1,992	m	6,53	ft	Distan. eixo tras. ao CG massa suspensa
h_{Bo}	3,035	m	9,96	ft	Altura CG massa suspensa

$$m_{v,r}-m_{u,f}$$

$$m_{v,r}-m_{u,r}$$

$$m_{v,t}-(m_{u,f}+m_{u,r})$$

$$(m_{v,r}+\Delta_m)-m_{v,r}$$

$$m_{v,r}+m_{v,f}$$

$$h/l$$

$$(((m_{v,r}+\Delta_m)l)/m_{v,t})-l_f$$

$$(l/m_{v,t}*\Delta_m/\tan\alpha)+r_{dyn}$$

$$(m_{v,r}/m_{v,t})l$$

$$(m_{v,f}/m_{v,t})l$$

$$h_s-r_{dyn}$$

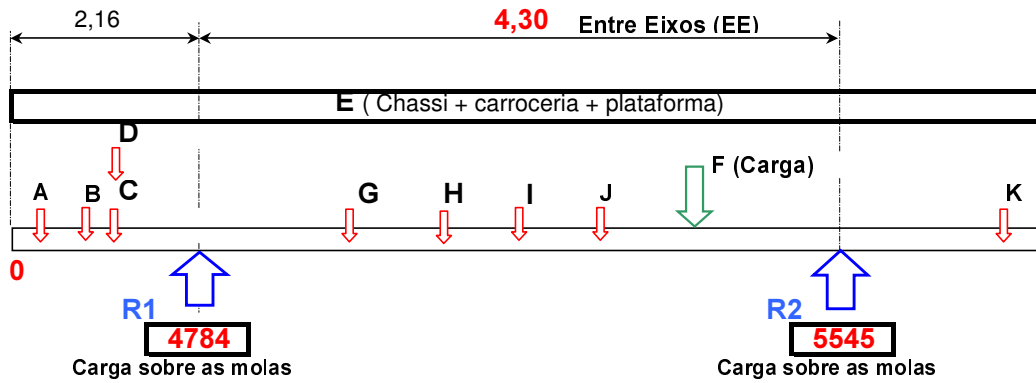
$$m_{Bo,r}/m_{Bo} * l$$

$$m_{Bo,f}/m_{Bo} * l$$

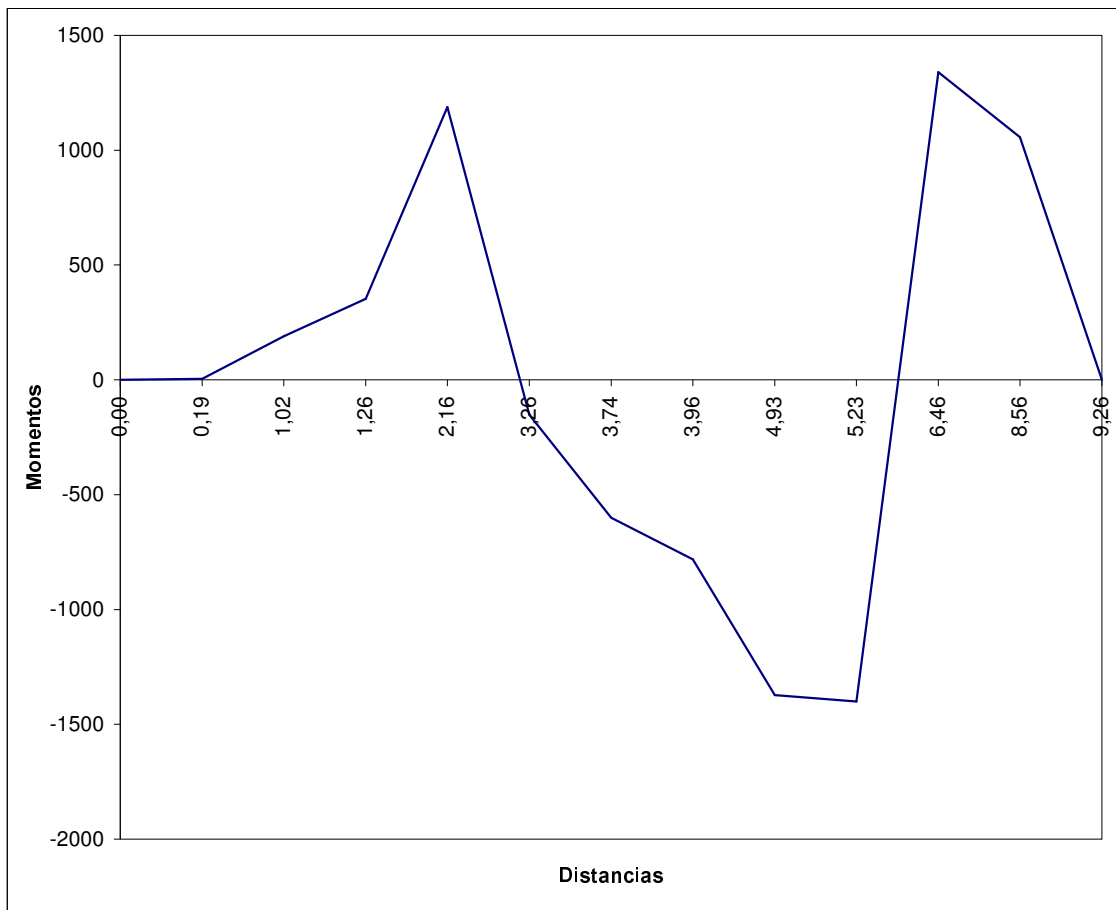
$$(m_{v,t}h_s-(m_{u,f}+m_{u,r})r_{dyn})/m_{Bo}$$

Denominação do Projeto	Departamento	Data	Responsavel	Pag.
Chassi para Encarroçamento MA 12	DENP/OPNV	12/03/05	Dirceu Gaviraghi	8

04. Definição do Chassi - Onibus com porta frontal



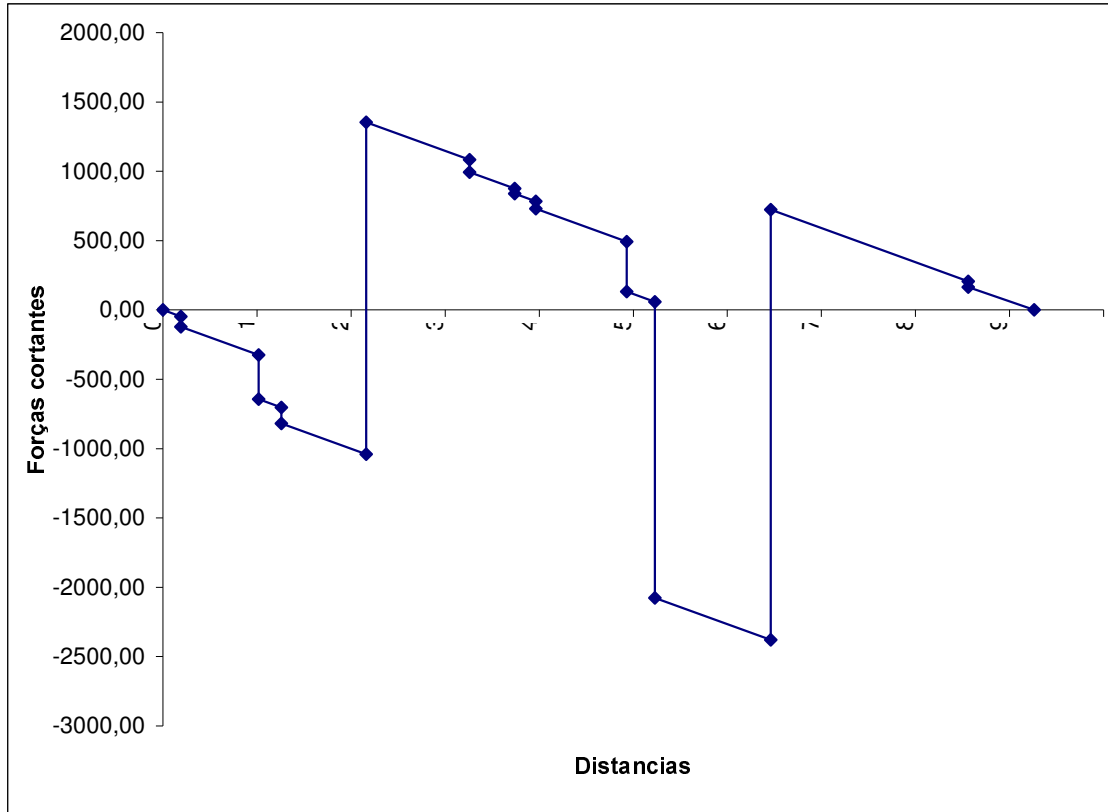
4.1 - GRAFICO DOS MOMENTOS SOBRE A LONGARINA



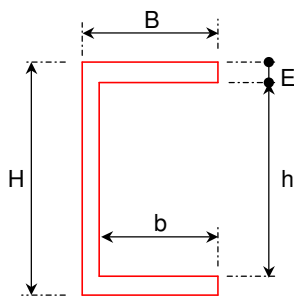
**Parte integrante do Relatório XXX/05 de XX.YY.ZZ . Proibida divulgação e reprodução por se tratar de assunto confidencial da Agrale S.A..

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	Pag. 9
--	---------------------------	------------------	---------------------------------	-----------

4.2 - GRAFICO DAS FORÇAS CORTANTES SOBRE A LONGARINA



4.3 - CALCULO DO MODULO DE FLEXÃO E MOMENTO DE INÉRCIA DO PERFIL 'C'



Dimensões do perfil

	mm	m
H :	215	0,215
B :	80	0,080
E :	8	0,008
h :	199	0,199
b :	72	0,072
A :	2,87E+03	2,87

$Wfx = 0,000176 \text{ m}^3$

$176,49 \text{ cm}^3$

$I_x = 1,90E-05 \text{ m}^4$

$1,90E+07 \text{ mm}^4$

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	Pag. 10
---	----------------------------------	-------------------------	--	-------------------

4.4 - CALCULO DA TENSÃO DA LONGARINA

DADOS DO MATERIAL

MATERIAL ESCOLHIDO PARA A LONGARINA

TENSÃO DE ESCOAMENTO

σ_e

LNE 38

38

Kg/mm²

TENSÃO DE RUPTURA

σ_r

42

Kg/mm²

MÓDULO DE ELASTICIDADE

E

210000000

Kg/mm²

TENSÃO NORMAL ADMISSÍVEL

σ_{adm}

12,6667

Kg/mm²

TENSÃO DE CISALHAMENTO ADMISSÍVEL

τ_{adm}

6,3333

Kg/mm²

FATOR DE SEGURANÇA

usar de 3 a 4

N **3**

MOMENTO MÁXIMO

M max

1400,66

Kg.m

FORÇA CORTANTE MÁXIMA

V max

1353,05

Kg.m

TENSÃO MAXIMA DE CISALHAMENTO

$$\tau_{\max} = \frac{V_{\max}}{I.b} \int_0^{h/2} y.dA \quad \tau_{\max} = \frac{V_{\max}}{I.b} . Wf_x \quad \tau_{\max} = 1573319,3 \quad \text{Kg/m}^2$$

1,5733 Kg/mm²

TENSÃO NORMAL DE FLEXÃO MAXIMA

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_f} \quad \sigma_{\max} = 7936369,01 \quad \text{Kg/m}^2$$

7,9364 Kg/mm²

CONCLUSÃO

Este perfil está bem dimensionado para estas cargas e atende aos momentos fletores que está submetido, pois a tensão máxima é menor que a tensão admissível do material.

O perfil atende as necessidades quanto as forças cortantes, pois a tensão máxima cisalhamento é menor que a tensão de cilhamento admissível do material.

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	Pag. 10
---	----------------------------------	-------------------------	--	-------------------

4.4 - CALCULO DA TENSÃO DA LONGARINA

DADOS DO MATERIAL

MATERIAL ESCOLHIDO PARA A LONGARINA

TENSÃO DE ESCOAMENTO	σ_e	38	Kg/mm ²
TENSÃO DE RUPTURA	σ_r	42	Kg/mm ²
MÓDULO DE ELASTICIDADE	E	210000000	Kg/mm ²
TENSÃO ADMISSÍVEL	σ_{adm}	12,6667	Kg/mm ²
TENSÃO DE CISALHAMENTO	τ_{adm}	6,3333	Kg/mm ²

FATOR DE SEGURANÇA **usar de 3 a 4** N **3**

MOMENTO MÁXIMO	M max	1400,66	Kg.m
FORÇA CORTANTE MÁXIMA	V max	1353,05	Kg.m

TENSÃO MÁXIMA DE CISALHAMENTO

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib} \int_0^{h/2} y.dA \quad \tau_{max} = \frac{V_{max}}{Ib} . Wf_x$$

$\tau_{max} =$ **1573319,3** Kg/m²
1,5733 Kg/mm²

TENSÃO MÁXIMA DE CISALHAMENTO

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{fs}}$$

$\sigma_{max} =$ **7936369,01** Kg/m²
7,9364 Kg/mm²

CONCLUSÃO

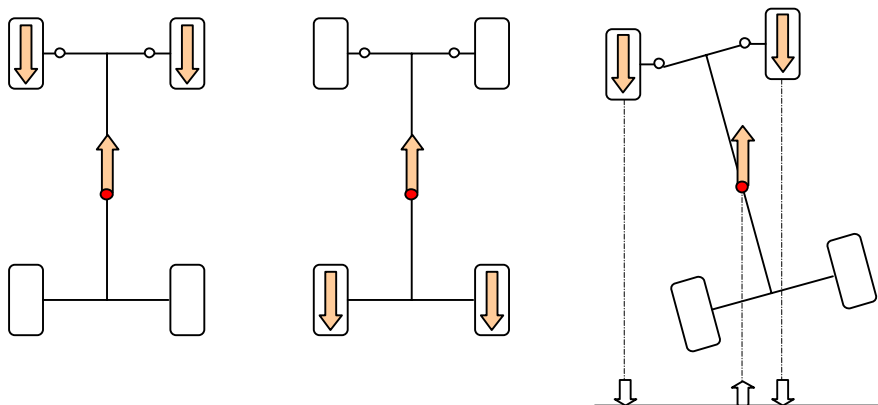
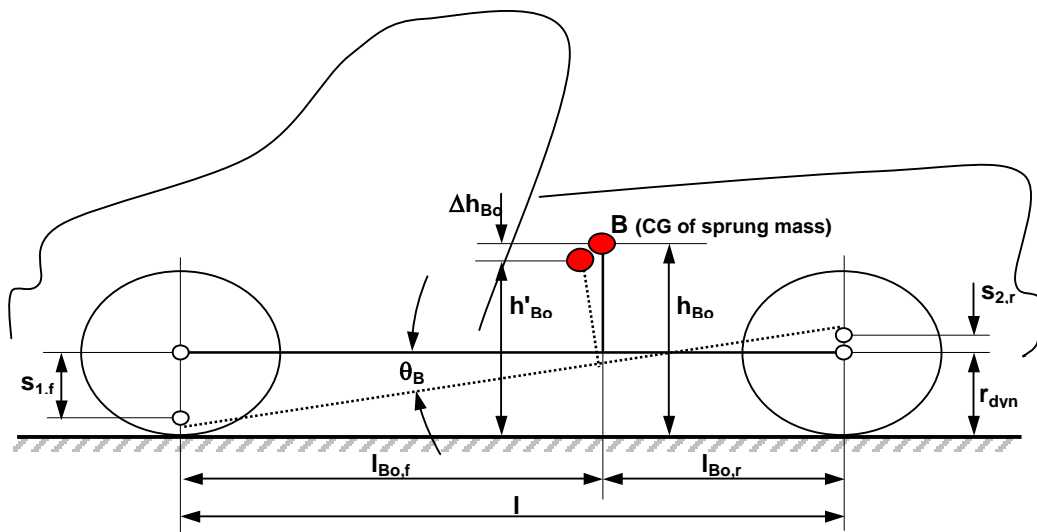
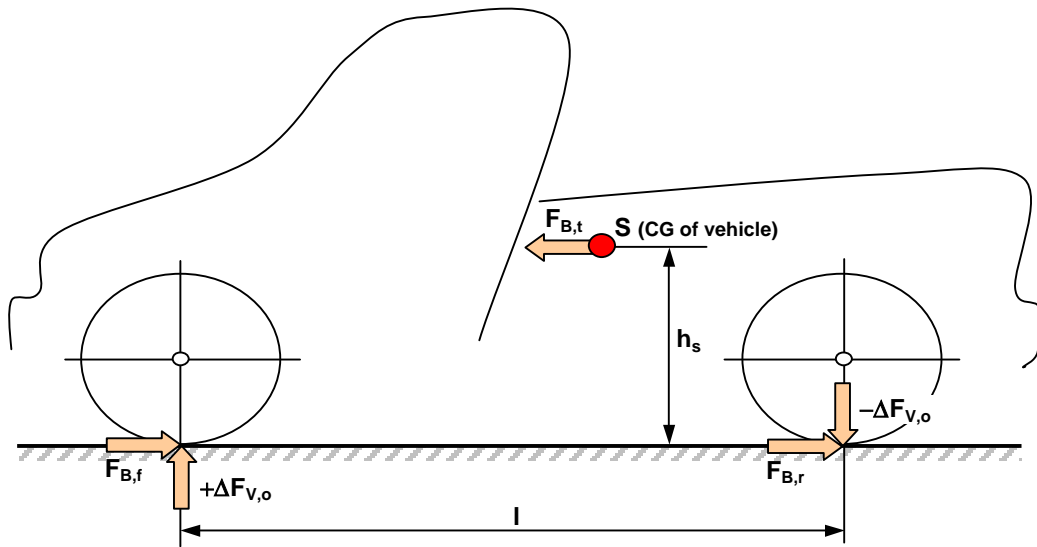
Este perfil está bem dimensionado para estas cargas e atende aos momentos fletores que está submetido, pois a tensão máxima é menor que a tensão admissível do material.
O perfil atende as necessidades quanto as forças cortantes, pois a tensão máxima cisalhamento é menor que a tensão de cilhamento admissível do material.

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	responsável Dirceu Gaviraghi	pág. 11
---	----------------------------------	-------------------------	--	-------------------

05. Análise do Sistema de Freio

Análise feita a partir dos dados de entrada e cálculos de distribuição de carga

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47



Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	responsável Dirceu Gaviraghi	pág. 12
---	----------------------------------	-------------------------	--	-------------------

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50

l	4,30	m	14,11	ft
h _s	2,663	m	8,74	ft
F _{V,t}	118,59	kN	26660	lb
F _{V,f}	53,52	kN	12031	lb
F _{V,r}	65,07	kN	14628	lb
F _{u,f}	6,60	kN	1484	lb
F _{u,r}	10,69	kN	2403	lb
F _{xt}	117,68	kN	26455	lb
c _f	101,99	Nmm ⁻¹	582	lb.in
c _r	451,11	Nmm ⁻¹	2576	lb.in
r _{dyn}	0,481	m	1,58	ft
κ	0,62	rad	35,48	°
V	96,6	km/h	60,0	mph
V _o	26,834	m/sec ²	88,04	ft/sec ²
D _x	9,73	m/sec ²	31,93	ft/sec ²
D _{x(g)}	0,99	g	21,77	mph/sec
g	1,00	.9,81 m/sec ²	32,2	ft/sec ²
μ _{x,w}	0,80		0,80	
ΔF _{V,0}	58,75	kN	13208	lb
F _{V,f,dyn}	112,27	kN	25240	lb
F _{V,r,dyn}	6,32	kN	1420	lb
F _{B,t}	94,87	kN	21328	lb
F _{B,f}	89,82	kN	20192	lb
F _{B,r}	5,05	kN	1136	lb
T _{b,f}	43,202	kN/m	31864	lbf/ft
T _{b,r}	2,431	kN/m	1793	lbf/ft
M _{b,f}	21,60	kNm ⁻¹	15932	lbf.ft
M _{b,r}	1,22	kNm ⁻¹	896	lbf.ft
SD	36,996	m	121	ft
t _s	2,76	sec	0,05	min
E	1040	kilocalorie	3211140	ft-lb
Pw	754902	calorie/sec	2329083	ft-lb/sec
	3157	kilowatts	4234	hp
S _{1,f}	0,288	m	3456	ft
S _{2,r}	0,065	m	224293	ft
θ _B	0,08	rad	4,71	°
F _{Bo,f}	46,92	kN	10548	lb
F _{Bo,r}	54,38	kN	12225	lb
F _{Bo}	101,30	kN	22773	lb
Δh _{Bo}	0,098	m	0,32	ft
h _{Bo}	3,035	m	9,96	ft
h' _{Bo}	2,937	m	9,64	ft
l _{Bo,f}	2,31	m	7,57	ft
l _{Bo,r}	1,99	m	6,53	ft

F _{V,r} +F _{V,r}	5457,38	kgf
	6635,32	kgf
	673,00	kgf
	1090,00	kgf
	12000	kgf
	10,400	kgf.mm
	46,000	kgf.mm

h_s/l

(F_{xt}.g)/M = -a_x
0,682.D_x

a_x/g

μ _{x,w} F _{V,t} κ
F _{V,r} +ΔF _{V,0}
F _{V,r} -ΔF _{V,0}
μ _{x,w} F _{V,t}
μ _{x,w} F _{V,f,dyn}
μ _{x,w} F _{V,r,dyn}
F _{b,f} r _{dyn}
F _{b,r} r _{dyn}
0,5F _{B,f} r _{dyn}
0,5F _{B,r} r _{dyn}
V _o ² /2D _x
V _o /D _x
(M/2g).V _o ²
Fx/Vo

ΔF _{V,0} /(2c _f)
ΔF _{V,0} /(2c _r)
(S _{1,f} +S _{2,r})/l
F _{V,f} -F _{u,f}
F _{V,r} -F _{u,r}
F _{Bo,f} +F _{Bo,r}
-S _{1,f} (F _{Bo,f} /F _{Bo})+S _{2,r} (F _{Bo,r} /F _{Bo})
(m _{V,t} h _s -(m _{u,f} +m _{u,r})r _{dyn})/m _{Bo}
h _{Bo} -Δh _{Bo}
(m _{Bo,f} /m _{Bo})l
(m _{Bo,r} /m _{Bo})l

Entre Eixos
Altura do CG
Peso bruto Total (PBT) = m_{v,t}g = M
Carga Eixo diant. no solo (força)
Carga Eixo tras. no solo (força)
Peso eixo diant =m_{u,f} (massa ã suspensa)
Peso eixo tras =m_{u,r} (massa ã suspensa)
Força total de desaceleração na direção x
Rate mola diant. por lado Nmm⁻¹=kNm⁻¹
Rate mola tras. por lado Nmm⁻¹=kNm⁻¹
Raio dinamico de rolagem do pneu
Ângulo de reação da frenagem (no suportes)
Aceleração inicial no incio da frenagem
Calculo da desaceleração liner em NSL
Desaceleração Linear em termos de g's
Aceleração da gravidade
Coeficiente de fricção (pneu x solo)
Carga transferida para o eixo (força)
Carga dinamica no eixo dianteiro (força)
Carga dinamica no eixo traseiro (força)
Força de frenagem no CG do veículo
Força máx. de frenagem eixo diant. 95 %
Força máx. de frenagem eixo tras. 5,3 %
Torque freio (eixo diant.) = 4405 kgf/m
Torque freio (eixo tras.) = 247,9 kgf/m
Momento frenagem Diant.= 2,203 kgf.mm
Momento frenagem Tras.= 0,124 kgf.mm
Distância de Parada
Tempo para parar o veículo
Energia Dissipada
Potencia inicial dissipada
Variação susp diant (abaixa)= 288,0 mm
Variação susp tras (eleva)= 65,1 mm
Ângulo de inclinação (c/molas lineares)
Massa suspensa no eixo diant =m_{Bo,f}
Massa suspensa no eixo tras =m_{Bo,r}
Massa suspensa Total =m_{Bo}
Variação da altura do CG
Altura CG - corpo veiculo
Altura CG - corpo com o efeito da frenagem
Distancia do CG ao eixo diant =b
Distancia do CG ao eixo tras =c

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	pág. 13
--	---------------------------	------------------	---------------------------------	------------

06. Performance do Veículo

Baseados em informações de fornecedores, elaborou-se um quadro dinâmico para análise de performance do veículo segundo composição, ou arranjo, de diversas alternativas disponíveis. Vide especificações detalhadas na planilha "DADOS".

Motor

Modelo: B 5.90

Fabricante: **CUMMINS**

Torque (potência máxima): **437** daNm @ **119** kw @ **2600** rpm

Torque máx.: **568** daNm @ **83** kw @ **1400** rpm

Transmissão

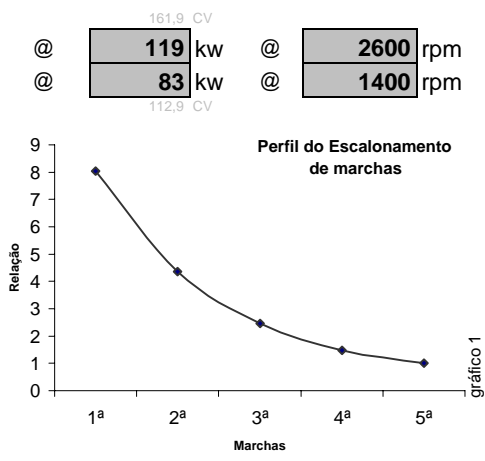
Modelo: FS 4205 A

Fabricante: **EATON**

Torque máximo: **569** daNm

Relação:

1ª	8,050	:1
2ª	4,350	:1
3ª	2,450	:1
4ª	1,480	:1
5ª	1,000	:1
6ª		
Ré	8,050	:1



Diferencial

Modelo: RS 19145

Fabricante: **ArvinMeritor**

Relação: 5,13 :1

Pneu

Tipo: 9.00-20 CT65 14PR

Fabricante: **Pirelli**

Raio estático: **0,481** m

Reduzida

Relação: **1** :1

Informações complementares

PBT	12090	daN
Área frontal projetada	8,2	m ²
Coefficiente aerodinâmico	0,75	
Coefficiente de rolamento	0,015	
Densidade do ar	1,2	kg/m ³
Aceleração da gravidade	9,81	m/s ²
Velocidade inicial	0	km/h
Rendimento mecânico	0,90	:1
Rendimento de embreagem	0,75	:1

Quadro de valores obtidos segundo arranjo proposto (motor x transmissão x reduzida x diferencial x pneu)

Motor			1ª			2ª			3ª			4ª			5ª					
Rev.	T	P	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp	V	F	Rp			
rpm	Nm	kw	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%	Km/h	N	%			
800	451	38,0	3,5	3552,4	25,3	6,5	1919,6	13,3	11,5	1081,2	7,5	19,1	653,1	4,5	28,3	441,3	3,0			
1000	472	49,0	4,4	3717,8	26,5	8,1	2009,0	14,0	14,4	1131,5	7,8	23,9	683,5	4,7	35,3	461,8	3,2			
1200	540	68,0	5,3	4253,4	30,7	9,8	2298,4	16,0	17,3	1294,5	9,0	28,7	782,0	5,4	42,4	528,4	3,6			
1400	568	83,0	6,1	4473,9	32,4	11,4	2417,6	16,9	20,2	1361,6	9,4	33,4	822,5	5,7	49,5	555,8	3,8			
1500	568	89,0	6,6	4473,9	32,4	12,2	2417,6	16,9	21,6	1361,6	9,4	35,8	822,5	5,7	53,0	555,8	3,8			
1600	560	94,0	7,0	4410,9	31,9	13,0	2383,5	16,7	23,1	1342,5	9,3	38,2	811,0	5,6	56,6	547,9	3,8			
1800	549	103,0	7,9	4324,3	31,2	14,6	2336,7	16,3	26,0	1316,1	9,1	43,0	795,0	5,5	63,6	537,2	3,7			
2000	533	112,0	8,8	4198,3	30,2	16,3	2268,6	15,8	28,9	1277,7	8,8	47,8	771,9	5,3	70,7	521,5	3,6			
2200	512	118,0	9,7	4032,8	28,9	17,9	2179,2	15,2	31,7	1227,4	8,5	52,5	741,4	5,1	77,8	501,0	3,5			
2400	474	119,0	10,5	3733,5	26,6	19,5	2017,5	14,0	34,6	1136,3	7,9	57,3	686,4	4,7	84,8	463,8	3,2			
2600	437	119,1	11,4	3442,1	24,4	21,1	1860,0	12,9	37,5	1047,6	7,2	62,1	632,8	4,4	91,9	427,6	2,9			

Legenda: Rev: Rotação do motor - T: Torque - P: Potência - V: Velocidade - F: Força - Rp: Rampa

**Parte integrante do Relatório XXX/05 de XX.YY.ZZ . Proibida divulgação e reprodução por se tratar de assunto confidencial da Agrale S.A..

tabela 1

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	pág. 14
--	---------------------------	------------------	---------------------------------	------------

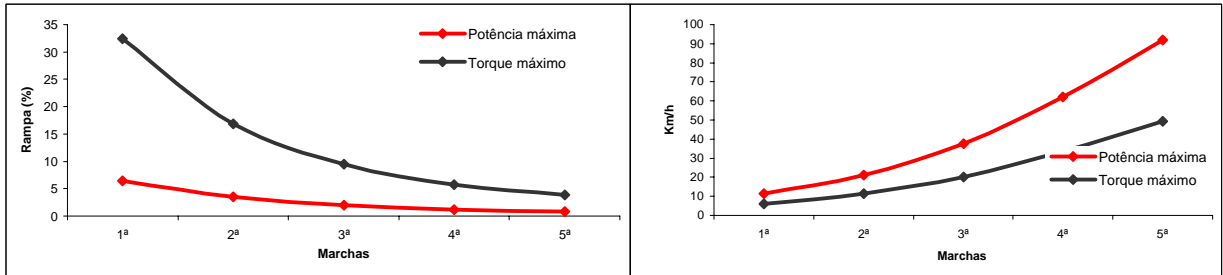


Gráfico 2

Marchas		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Potência máxima	km/h	11,4	21,1	37,5	62,1	91,9
	Rp %	6,5	3,5	2,0	1,2	0,8
Torque máximo	km/h	6,1	11,4	20,2	33,4	49,5
	Rp %	32,4	16,9	9,4	5,7	3,8

Tabela 2

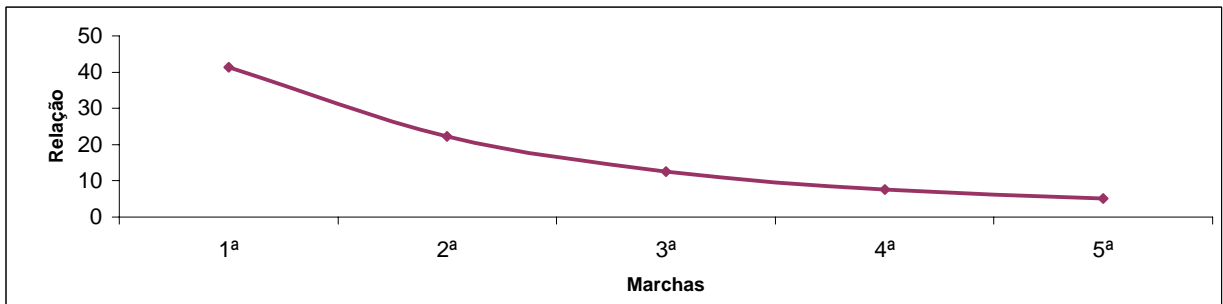


Gráfico 3

Marchas		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Relação total (x:1)		41,30	22,32	12,57	7,59	5,13

Tabela 3

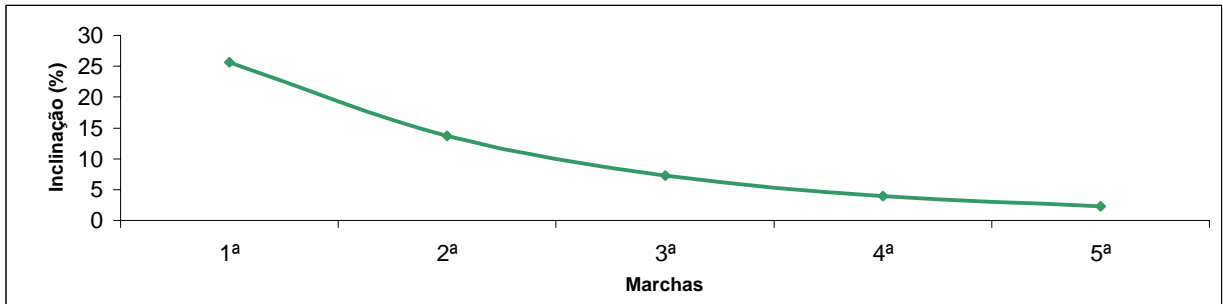


Gráfico 4

Marchas		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Startability (%)		25,7	13,7	7,2	3,9	2,2

Tabela 4

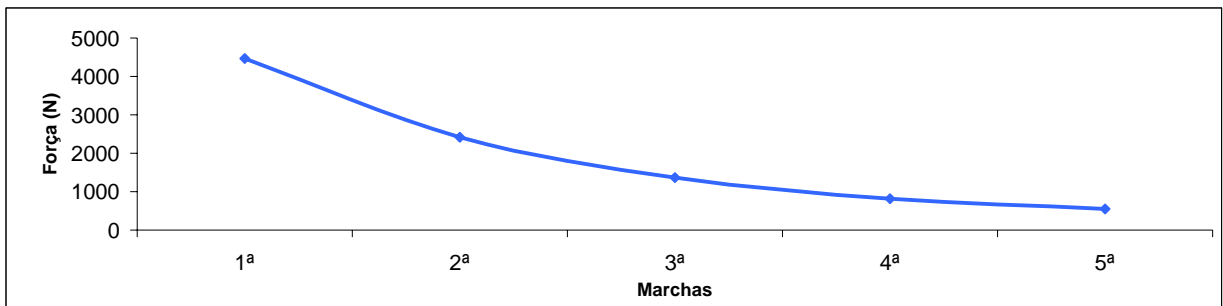


Gráfico 5

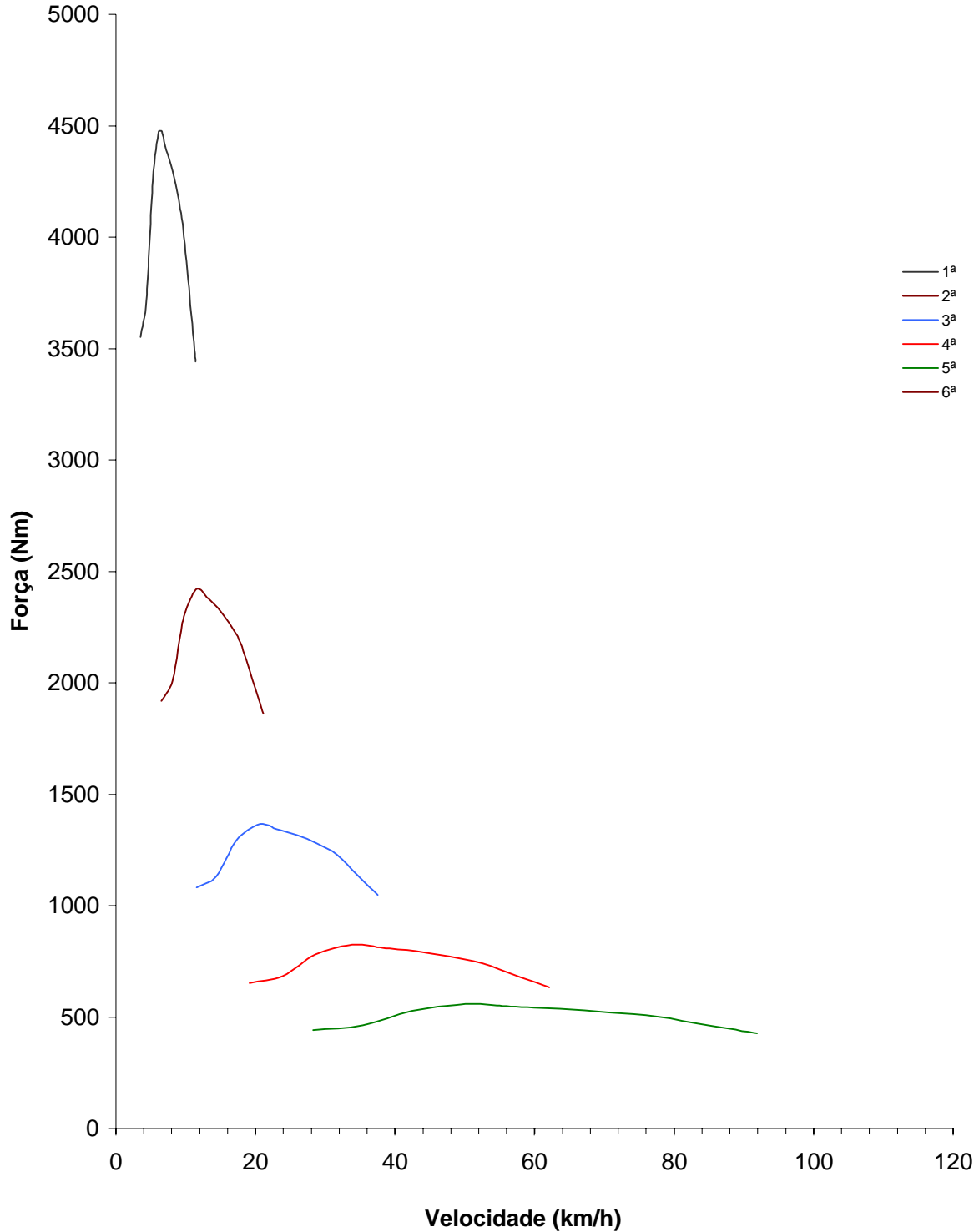
Marchas		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Força máxima (N)		4473,9	2417,6	1361,6	822,5	555,8

Tabela 5

**Parte integrante do Relatório XXX/05 de XX.YY.ZZ . Proibida divulgação e reprodução por se tratar de assunto XX

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	pág. 15
--	---------------------------	------------------	---------------------------------	------------

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52

Gráfico da performance do power train

Denominação do Projeto Chassi para Encarroçamento MA 12	Departamento DENP/OPNV	Data 12/03/05	Responsavel Dirceu Gaviraghi	pág. 16
--	---------------------------	------------------	---------------------------------	------------

Performance do Veículo considerando motor e transmissão

Dados de entrada específicos (Para análise de rotação x relação, torque x relação e percentual de rampa)

Estrada - Velocidade (Km/h)

Início >	50
Final >	99

Cidade - Velocidade (Km/h)

Início >	10
Final >	30

Rampa máxima (graus/ radianos)

30	⁰	0,524	rad
----	--------------	-------	-----

Síntese

Marchas	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Velocidade final (km/h)	11,4	21,1	37,5	62,1	91,9
Força motiva (Nm)	43889	23717	13358	8069	5452
Rampa máxima (graus)	21,7	11,5	6,5	3,9	2,6
Rampa máxima (%)	39,9	20,4	11,3	6,8	4,6

tabela 6

Rotação x Relação = Velocidade (km/h) - Veja melhor marcha a ser usada entre as velocidades desejadas

rpm	800	1000	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2200	2400	2600	
Em 1ª										10,5	11,4	
Em 2ª				11,4	12,2	13,0	14,6	16,3	17,9	19,5	21,1	
Em 3ª	11,5	14,4	17,3	20,2	21,6	23,1	26,0	28,9				
Em 4ª	19,1	23,9	28,7						52,5	57,3	62,1	
Em 5ª	28,3					53,0	56,6	63,6	70,7	77,8	84,8	91,9

tabela 7

Torque x Relação = Força (Nm) - Veja a força na combinação de marcha e torque obtido da rotação desejada

	451	472	540	568	568	560	549	533	512	474	437	
Em 1ª										36626	33767	
Em 2ª				23717	23717	23383	22923	22255	21378	19792	18247	
Em 3ª	10606	11100	12699	13358	13358	13169	12911	12535				
Em 4ª	6407	6705	7671						7274	6734	6208	
Em 5ª	4329					5452	5375	5270	5116	4915	4550	4195

tabela 8

Percentual de rampa (%) - Veja a rampa máxima possível de ser vencida com o veículo na condição de GVW

Em 1ª	30,8	32,4	37,6	39,9	39,9	39,2	38,3	37,1	35,4	32,5
Em 2ª										
Em 3ª										
Em 4ª										
Em 5ª										

tabela 9