

2172595

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

O CONFORTO HUMANO COMO CRITÉRIO DE
OTIMIZAÇÃO EM PROJETOS VEICULARES

AUTOR: PAULO AFONSO RODI

PROF. ORIENTADOR:

PROF. DR. OCTÁVIO MAIZZA NETO

1983

Aos meus pais, que
tudo fizeram para que eu -
pudesse concluir o curso de
Engenharia Mecânica.

PREFÁCIO

No início do ano de 1983, comecei a trabalhar no - projeto de um novo veículo da empresa ENGESA - Engenheiros Espe- cializados S/A; na época, como estagiário do atual Departamen- to de Projeto. Tive a oportunidade de poder acompanhar as espe- cificações iniciais desse novo veículo que será destinado essen- cialmente para uso militar. Tais especificações prevêm que este veículo deverá ser o primeiro de uma nova família de veículos - leves sobre rodas para transporte de até 1/2 ton. de carga ou pessoal. Nessa fase de geração de especificações e de estabele- cimento dos parâmetros básicos do veículo foi decisiva a otimi- zação computacional. Essa otimização foi realizada através de - um programa de simulação computacional da performance dinâmica do veículo sobre diferentes tipos de terrenos. Mais do que uma simples simulação da resposta dinâmica de um veículo que se des- loca a uma dada velocidade sobre um determinado terreno, este programa possibilita a variação de diversos parâmetros do veícu- lo de forma a se maximizar o conforto do seu motorista. Essa in- ter-relação entre a resposta dinâmica do veículo e a vibração a que é submetido o motorista desse veículo é expressa em termos de um fluxo de energia dissipada no corpo humano comumente cha- mado de "potência absorvida".

Esse "novo" conceito da potência absorvida pelo - corpo humano submetido à vibrações e a necessidade de compreen- der o programa de simulação que dispúnhamos levaram-me a pesqui- sar material suficiente para poder explicar aqueles pontos.

Este trabalho consiste num resumo de todas as refe- rências que me foram possíveis de obter nesse período de tempo como também, numa síntese das nossas atividades relativas à oti- mização do novo veículo ENGESA sob o ponto de vista da potência absorvida.

Por fim, gostaria de agradecer ao Prof. Octávio - Maizza Neto pela sua dedicação à orientação desse trabalho como

também ao Eng. Paulo Mangabeira A. Neto o qual me possibilitou uma participação efetiva na otimização computacional do novo - veículo ENGESA.

ÍNDICE

	Pág.
PARTE I	
INTRODUÇÃO	1
PARTE II	
1. O Conceito da Inpedância Mecânica do Corpo Humano Associado ao Fluxo de Energia Dissipada neste sistema.....	3
2. Determinação Analítica da Resposta do Corpo Humano Submetido à Vibração.....	12
3. Simulação Computacional de um Veículo Sobre Rodas.....	13
3.1- Noções Gerais.....	13
3.2- Descrição do Programa.....	17
3.2.1- Terreno.....	17
3.2.2- Dados de Controle.....	18
3.2.3- Dados do Veículo.....	18
3.2.4- Saída do Programa.....	20
3.3- Exemplo de Otimização - Análise.....	20
3.4- Conclusões.....	30
PARTE III	
APÊNDICE A- Procedimento para Obtenção de um Modelo mais Completo do Corpo Humano.....	
APÊNDICE B- Impedância Mecânica de um Indivíduo em Diferentes Posturas..	

- APÊNDICE C- Curva de Conforto Vertical Constante e o Estabelecimento do Nível de Potência Absorvida para - Efeito de Otimização de um Veículo.....
- APÊNDICE D- Equações de Movimento para um - Veículo sobre Rodas Utilizadas - no Programa de Simulação Dinâmica.....
- APÊNDICE E- Modelo Matemático para 7 graus - de Liberdade na Simulação Dinâmica de um Veículo.....
- APÊNDICE F- Configuração Final do Veículo - 4 x 4 Otimizado.....

PARTE IV

REFERÊNCIAS

PARTE I

INTRODUÇÃO

Sem dúvida alguma, a escolha criteriosa dos parâmetros básicos para o início da elaboração de qualquer veículo automotor constitui uma etapa extremamente importante do projeto. É essa escolha de parâmetros que determinará o sucesso ou insucesso do veículo, traduzidos em termos de sua exequibilidade física, valor econômico e viabilidade financeira. Ao lado disso, a necessidade da inovação técnica leva a um nível de risco maior a concepção básica do projeto pois, a medida que se distancia - das soluções tradicionais, maior é a incerteza - e talvez mesmo, a insegurança - de que aquilo que se está pensando que poderia - ser bom possa, na verdade, criar sérios problemas futuros.

Muitas vezes, também, se depara com o problema da escolha de um veículo dentre dois ou mais existentes. Para uma opção deste tipo, são inúmeros os fatores a serem considerados; faz-se necessário ter-se um critério que possa medir o efeito - que o conjunto de todos esses fatores terão sobre o desempenho global do veículo. Como exemplo pode-se citar o caso da concorrência entre veículos leves de uso militar. As exigências que os veículos dessa categoria devem atender são cada vez mais severas e numerosas. As conseqüências desse número maior de funções táticas atribuídas a esse tipo de veículo são compromissos tanto em termos de performance e de peso. Exige-se, por exemplo, que esses veículos sejam capazes de operarem em regiões árticas ou desérticas sem qualquer modificação. A tecnologia automobilística vem possibilitando a obtenção de veículos mais leves e econômicos, com cursos de suspensão maiores tornando possível a operação do veículo em terrenos extremamente severos. Este ponto constitui uma das características essenciais na análise comparativa de veículos dessa classe.

Outras vezes, o que se deseja é estudar a influência que alguns parâmetros teriam sobre o desempenho de um dado veículo. A montagem de protótipos, sobre os quais se executa-

riam as alterações dos parâmetros, além de demandar um tempo razoável de elaboração exigiriam um investimento considerável.

O que se vai procurar mostrar neste trabalho é como se estabeleceu o critério da potência absorvida pelo corpo humano sob vibrações, para analisar o desempenho de veículos. Mais - especificamente esse critério é utilizado na otimização de projetos veiculares, ou seja, determinar qual a combinação ótima de parâmetros que definem um veículo sob o ponto de vista do conforto do motorista. Para isso se utiliza um programa para computador digital que simula a dinâmica de um veículo, definido pelos seus parâmetros principais, quando este passa sobre diferentes tipos de terrenos. O sistema constituído pelo veículo interage com o sistema constituído pelo corpo do motorista, o qual possui curvas características de resposta àquelas excitações. O parâmetro derivado dessa interação veículo-homem é a chamada potência absorvida pelo corpo humano que caracteriza o nível de conforto ao qual o indivíduo é submetido. Por ser uma grandeza possível de ser medida experimentalmente, a potência absorvida pelo homem, quando este é submetido à oscilações de determinadas frequências, constitui-se num bom parâmetro de controle e otimização para sistemas dessa natureza.

O restante desse trabalho está dividido em duas grandes partes. A primeira trata do desenvolvimento teórico utilizado para se atingir as equações que descrevem o corpo humano e que serão o elo de ligação com as equações do modelo dinâmico do veículo a ser empregado. Ainda nessa primeira parte é apresentada uma descrição do programa FORTRAN que executa essa simulação dinâmica como também os exemplos comparativos de alguns veículos de características semelhantes e analisados sob o ponto de vista do critério da potência absorvida. A parte final contém os apêndices que na sua maioria não são indispensáveis para uma compreensão geral do trabalho mas que auxiliam muito para se obter um melhor entendimento do desenvolvimento teórico feito para o modelo do corpo humano.

Finalmente, este trabalho foi montado a partir das referências citadas e dos dados coletados na empresa onde atual-

mente trabalho: ENGESA - Engenheiros Especializados S/A.

PARTE II

1. O CONCEITO DA IMPEDÂNCIA MECÂNICA DO CORPO HUMANO ASSOCIADO AO FLUXO DE ENERGIA DISSIPADA NESTE SISTEMA.

O ser humano no meio ambiente da moderna tecnologia recebe pressões provenientes de uma gama variada de forças dinâmicas. Quando viajando em veículos num dado terreno, no ar ou no espaço, ele sofre vibrações, acelerações e desacelerações, oscilações de pressão, e, eventualmente, em casos de acidentes, grandes impactos. Todas essas pressões têm primeiramente um efeito mecânico sobre o corpo humano o qual depende das propriedades dinâmicas do corpo com respeito a essas excitações especiais. Como consequência desses efeitos mecânicos, efeitos fisiológicos ocorrerão dependendo da magnitude e duração da excitação. A mesma consideração se aplica se as forças agirem sobre partes específicas do corpo. Assim, a resposta a essas diferentes excitações será função das propriedades dinâmicas das partes envolvidas. É necessário, portanto, se determinar as propriedades dinâmicas do sistema afetado, i.é, do corpo humano. Isto será feito considerando-se apenas a excitação de interesse para esse trabalho, ou seja, vibrações forçadas senoidais.

A teoria da Impedância Mecânica assume o corpo humano como um sistema constituído por diversas massas interligadas por elementos elásticos e amortecedores. No apêndice A é mostrado o procedimento para se chegar a esse sistema. Porém, para o propósito inicial de se conseguir derivar a equação básica que expressa o fluxo de energia pelo corpo humano sob uma dada vibração, um modelo bem simples pode ser empregado. Esse modelo -

consiste de uma massa (m), uma mola com elasticidade (k) e um amortecedor com constante de amortecimento (c) dispostos conforme Fig.1.

Assumindo que a massa (m) é constante durante todo o movimento, a característica da elasticidade (k) é linear e a constante de amortecimento (c) é do tipo viscoso, i.é, a força de amortecimento é proporcional à velocidade relativa ($\dot{x}_1 - \dot{x}$) dos pontos de fixação do amortecedor, então uma excitação senoidal do assento provocará dois diferentes tipos de movimentos senoidais da massa (m): a vibração livre amortecida e a vibração forçada. Após um curto intervalo de tempo a vibração livre amortecida desaparece, persistindo somente a vibração forçada. Para movimentos aleatórios do assento e para impactos, a vibração livre pode ser de grande importância, particularmente se o amortecimento do sistema é baixo. Entretanto, inicialmente será considerado apenas as vibrações permanentes e negligenciado o movimento transitório.

As equações que descrevem o movimento da massa (m), em função do movimento do assento, são bem conhecidas. Desde que a soma de todas as forças no sistema precisa ser zero, o movimento relativo da massa (m) pode ser calculado a partir da equação

$$m\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}) + k(x_1 - x) = 0$$

ou

$$m(\ddot{x}_1 - \ddot{x}) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}) + k(x_1 - x) = -m\ddot{x} \quad (1)$$

Para um movimento senoidal de x , $(-m\ddot{x})$ pode ser substituído por $m\omega^2 x$, onde $x = x_0 \text{Im}[\exp(j\omega t)]$ e x_0 = amplitude de x . Então a equação(1) tem a mesma forma que a equação fundamental para a vibração forçada com amortecimento viscoso, i.é, na equação

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \sin \omega t$$

simplesmente se substitui $(x_1 - x)$ por x e $m\omega^2 x_0$ pela força P_0 . A solução para essa equação é bem conhecida, de forma que o módulo e o ângulo de fase da solução da equação (1) pode - ser escrita imediatamente como:

$$x_1 - x = \frac{m \omega^2 x}{\sqrt{(c \omega)^2 + (k - m \omega^2)^2}} \quad (2)$$

e

$$\tan \phi_{(x_1-x)/x} = \frac{c \omega}{k - m \omega^2} \quad (3)$$

ϕ = fase entre $(x_1 - x)$ e x .

Introduzindo as abreviações

$$n = \frac{f}{f_0} = \frac{\text{frequência da vibração forçada}}{\text{frequência natural do sistema não amortecido}} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

$$\omega = 2\pi f \quad ; \quad \omega_0 = 2\pi f_0$$

$$\delta = \frac{c}{\sqrt{k m}} = \frac{\omega_0 c}{k} = \frac{c}{\omega_0 m} = \text{fator de amortecimento do sistema}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{frequência natural do sistema não amortecido}$$

as equações (2) e (3) podem ser mudadas para:

$$\frac{(x_1 - x)}{x} = \frac{n^2}{\sqrt{(1 - n^2)^2 + n^2 \delta^2}} \quad (4)$$

e

$$\tan \phi_{(x_1-x)/x} = \frac{n\delta}{1 - n^2} \quad (5)$$

A força P transmitida do assento para o modelo é composta da força da mola $k(x_1 - x)$ e da força do amortecedor $c\omega(x_1 - x)$.

No diagrama vetorial da Fig.2 vê-se que a magnitude da força P é dada por:

$$\begin{aligned}
 P &= (x_1 - x) \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} = \\
 &= (x\omega)m\omega \sqrt{\frac{\delta^2 n^2 + 1}{(1 - n^2)^2 + n^2 \delta^2}} \\
 &= \dot{x} m \omega \sqrt{\frac{\delta^2 n^2 + 1}{(1 - n^2)^2 + n^2 \delta^2}} \quad (6)
 \end{aligned}$$

Todas as equações são funções de relações dos três fatores m , k e c .

Infelizmente, não se consegue medir essas relações diretamente no corpo humano; e, mais ainda, o modelo da Fig.1 é sem dúvida bem simplificado. Um modelo mais complexo que se aproximasse mais do sistema real exigiria a determinação de - ainda mais parâmetros. Entretanto, existe uma outra possibilidade de obter uma boa idéia para as propriedades dinâmicas de um sistema complexo. De forma similar à medida de uma resistência complexa, tal como a chamada "impedância" de um circuito elétrico que consiste de indutâncias, capacitâncias e resistências, pode-se medir a impedância mecânica do corpo humano. De acordo com a impedância elétrica, que é a razão complexa da diferença de potencial e a corrente que passa pelo circuito - ($Z = U/I$), pode-se definir a impedância mecânica como a relação entre a força transmitida e a velocidade do ponto onde a força é transmitida.

$$Z = \frac{P}{\dot{x}}$$

Esta quantidade pode ser medida para a excitação considerada através de uma experiência para cada indivíduo, não importando o quão complicado o sistema realmente possa ser. Um dos possíveis procedimentos a serem seguidos para a determinação dessa impedância seria fazer com que o indivíduo sentasse sobre uma placa rígida conectada através de transdutores de força a um vibrador vertical produzindo movimento senoidal. Para cada frequência a força transmitida, a velocidade do vibrador e a fase entre força e velocidade seriam medidas. Das curvas do módulo da impedância e ângulo de fase versus frequências aplicadas assim obtidas, pode-se derivar sob certas limitações a resposta do indivíduo à vibração permanente.

Da equação (6) obtém-se imediatamente o módulo da impedância para o modelo simplificado da Fig.1.

$$Z = \frac{P}{\dot{x}} = m\omega \sqrt{\frac{\delta^2 n^2 + 1}{(1 - n^2)^2 + n^2 \delta^2}} \quad (7)$$

O ângulo de fase Z pode ser obtido do diagrama vetorial da Fig.2 e a partir da definição de Z , ou seja:

$$\phi_Z = \phi_P - \phi_{\dot{x}} = \beta - \phi - \frac{\pi}{2} \quad \text{pois } \phi_{\dot{x}} = \frac{\pi}{2}$$

$$\therefore \tan \phi_{(Z)} = -\cotan(\beta - \phi) = -\tan^{-1}(\beta - \phi) = -\left(\frac{\tan \beta - \tan \phi}{1 + \tan \beta \tan \phi}\right)^{-1} \quad (8)$$

$$\tan \beta = \frac{c\omega(x_1 - x)}{k(x_1 - x)} = \frac{c\omega}{k} \cdot \frac{\omega_0}{\omega} = \delta n$$

$$\tan \phi = \frac{n \delta}{1 - n^2}, \quad \text{conforme equação (5)}$$

Substituindo estes resultados em (8) tem-se:

$$\tan \phi_{(Z)} = \frac{1 - n^2(1 - \delta^2)}{n^3 \delta} \quad (9)$$

No apêndice B são mostradas curvas experimentais da impedância mecânica de um indivíduo nas posições sentado e em pé submetido à vibrações na direção do seu eixo longitudinal. Nesse apêndice é mostrado também, para referência, a curva da impedância mecânica de uma massa pura que, pela definição dada acima, é:

$$Z_{\text{massa}} = \frac{m \ddot{x}}{\dot{x}} = \frac{m x \omega^2}{x \omega} = m \omega \quad (10)$$

Imediatamente pode-se concluir que a fórmula da impedância obtida para o modelo simplificado da Fig.1 é composta pelo produto da impedância de uma massa pura e a raiz quadrada de uma função consistindo do fator de amortecimento e a relação entre a frequência forçada e a natural do sistema. Na ressonância, i.é, se a frequência forçada da vibração é igual à frequência natural do sistema não amortecido, $n = 1$ e a impedância fica:

$$Z_{n=1} = m \omega_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\delta^2}} \quad (11)$$

A equação (9) dá o valor de δ para $n = 1$:

$$\delta = \tan \phi(Z)$$

Isto indica que a fase da impedância não é zero na frequência natural não amortecida, mas depende do valor do fator de amortecimento δ .

Viu-se, portanto, sob uma excitação senoidal permanente, a força transmitida (vetor) do assento para o modelo da Fig.1 é:

$$P = Z \dot{x} = x \omega Z \quad (12)$$

que se pode medir diretamente durante as experiências ou que se pode calcular se a curva de impedância for dada. Entretanto, no

mundo real, vibrações senoidais puras ocorrem raramente e, se imaginarmos um indivíduo viajando num automóvel, as excitações impostas são na verdade totalmente aleatórias. Apesar disso, este estudo utilizando vibrações senoidais puras é justificado - pois os sistemas que compõem o corpo humano são lineares à acelerações abaixo de 10 g's e como, teoricamente, qualquer função periódica de frequência ω pode ser expressa por uma série de senos e cosenos de frequências $\omega, 2\omega, 3\omega, 4\omega$, etc, a resposta do sistema àquela excitação aleatória seria a soma das respostas a cada componente da série de Fourier daquela excitação. Porém, é necessário mais um parâmetro que caracterize a intensidade da vibração do sistema. Tomando-se a aceleração A (vetor) como sendo este parâmetro, pode-se escrever a equação (12) como:

$$P = x \frac{\omega^2}{\omega} Z = A \frac{Z}{\omega} \quad (13)$$

Dessa forma, a energia que é transmitida do assento para o corpo pode ser obtida. A energia ativa ou real que é dissipada no corpo deve ser distinguida da energia reativa que altera durante cada oscilação entre energia latente ou potencial e energia cinética. Assim, a energia transferida ao corpo - num determinado intervalo de tempo, ou seja, a potência dissipada no corpo, deve ser calculada pelo produto escalar:

$$N_d = P \cdot v \quad (14)$$

onde

$$v = \text{velocidade(vetor) do corpo} = \frac{A}{\omega} \quad (15)$$

Das equações (13), (14) e (15) tem-se para a potência dissipada

$$N_d = A \frac{Z}{\omega} \cdot \frac{A}{\omega} = \left(\frac{A}{\omega}\right)^2 Z \cos \phi(Z) \quad (16)$$

visto que $\phi(Z)$ é a diferença de fase entre $A = x\omega^2$ e Z .

Da mesma forma, a potência reativa é dada por

$$N_r = \left(\frac{A}{\omega} \right)^2 Z \sin \phi(z) \quad (17)$$

de forma que o fluxo total de energia é dado por

$$N = \sqrt{N_d^2 + N_r^2} = \left(\frac{A}{\omega} \right)^2 Z \quad (18)$$

Algumas conclusões já podem ser tiradas a partir do modelo simples da Fig.1. Foi visto que a fase $\phi(z)$ expressa pela equação (9)

$$\tan \phi(z) = \frac{1 - n^2(1 - \delta^2)}{n^3 \delta}$$

varia de $+90^\circ$ para baixas frequências ($n \rightarrow 0$) para 0° depois da ressonância - na ressonância, $n = 1$, e $\phi(z) = \tan^{-1} \delta$, como já foi visto - e então para ângulos negativos ($n \rightarrow \infty$). Isto significa que a energia ativa será zero à baixas frequências, será máxima em torno da ressonância e decrescerá para frequências mais altas, mas nunca será novamente igual a zero enquanto o amortecedor for efetivo ($c \neq 0$). De outra forma, tem-se:

$$\lim_{n \rightarrow 0} \tan \phi(z) = \infty \quad \text{e} \quad \phi(z) \rightarrow 90^\circ$$

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \tan \phi(z) = -\frac{1}{\delta} = -\frac{\omega_0 m}{c} \quad \text{e} \quad \phi(z) \rightarrow \tan^{-1} \left(-\frac{\omega_0 m}{c} \right)$$

Também se conclui, a partir da equação (16), que - dois corpos distintos, de impedâncias diferentes, submetidos à mesma excitação senoidal, A e ω constantes, dissiparão energias diferentes. Posteriormente será discutido novamente este ponto.

Na equação (16) que fornece a potência dissipada - no sistema da Fig.1 aparece o parâmetro aceleração A que caracteriza a intensidade da vibração. Para que esse valor de A

tenha o mesmo significado físico tanto para uma excitação senoidal quanto para uma aleatória, ou seja, o de que considerando - um único corpo (Z fixo), submetido à vibração senoidal de frequência ω , este dissipará a mesma energia que no caso da excitação aleatória se se tomar apenas a harmônica de frequência ω dessa vibração, é que se utiliza para a aceleração da vibração a raiz quadrada da aceleração quadrática média, i.é, A_{rms} , expressa por:

$$A_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [A(t)]^2 dt} \quad (19)$$

onde T é o intervalo de tempo ao longo do qual se calcula o valor quadrático médio e $A(t)$ é a função aceleração. No caso de se ter pontos discretos A_i x t , a integral pode ser passada para uma somatória dos $(A_i)^2 \cdot t_i$, com t_i variando de 0 a T .

Portanto, a equação (16) que expressa o fluxo de energia dissipada no corpo pode ser reescrita como

$$(\bar{N}_d)_i = k_i A_{irms}^2 \quad (20)$$

onde o traço sobre N_d indica valor médio de N_d , o índice i particulariza o cálculo para uma dada frequência ω de vibração e $k_i = f(\omega)$ engloba os demais termos que variam com a frequência, mas que para cada frequência ω assume um único valor.

Para uma certa faixa de variação da frequência ω a potência total dissipada seria a soma de cada contribuição particular, i.é :

$$\bar{N}_d = \sum_{i=0}^n k_i A_{irms}^2 \quad (21)$$

onde n é o número de harmônicas mais significativas do espectro de frequências da vibração.

2. DETERMINAÇÃO ANALÍTICA DA RESPOSTA DO CORPO HUMANO SUBMETIDO À VIBRAÇÃO.

Da mesma forma como se chegou à equação (21) que expressa a resposta do corpo à vibração vertical obtêm-se equações análogas para excitações laterais e transversais do corpo. Neste tópico, serão apresentados os coeficientes k_i que possibilitarão o cálculo analítico da potência absorvida devido às acelerações verticais. De fato, as oscilações verticais são responsáveis por aproximadamente 75% da potência absorvida global. Com relação à terminologia empregada para as direções da vibração - do corpo deve-se mencionar que não existe um padrão já estabelecido. Aqui, longitudinal se refere ao movimento que se dá na direção da cabeça para os pés, lateral, ao movimento de um ombro para o outro ombro; e transversal na direção da coluna vertebral para o peito.

Nesta exposição a resposta mecânica, ou física, humana tem sido apresentada como linear. A experiência mostrou - que isso é correto desde que sob condições adequadas. Entretanto o mesmo não ocorre com a resposta subjetiva a qual deve ser tratada como não linear. Devido a esses comportamentos diferentes é que são encontradas discrepâncias entre os resultados de estudos realizados nessa área. Por outro lado, é necessário um critério de medida do nível de desconforto do indivíduo em vibrações e este será feito, posteriormente, baseado na resposta mecânica do corpo.

Por ter uma capacidade muito maior de suportar vibrações laterais e transversais, a resposta física do homem é praticamente dominada pela vibração longitudinal do seu corpo. Portanto, por ser o movimento vertical o mais efetivo é que são apresentados no apêndice C os coeficientes experimentais k_i e a curva de conforto constante relativos à vibração vertical. - Dessa curva de conforto constante ou mais especialmente, de potência absorvida constante, nota-se que o ser humano tolera um nível menor de aceleração quando a frequência de excitação é -

em torno de 5 Hz. Isto significa que, dado um particular espectro de acelerações de uma dada vibração aleatória, somente as - acelerações médias quadráticas correspondentes às frequências - próximas de 5 Hz bastariam para caracterizar com boa precisão o nível de energia dissipada no corpo.

Para calcular a potência absorvida a partir de um gráfico de densidade espectral da vibração aleatória, precisa-se determinar a aceleração média quadrática para cada frequência. Referindo-se à Fig.3, a aceleração média quadrática em cada intervalo de frequência é igual à área sob a curva EDP (espectro de densidade de potência) naquele incremento.

A potência total absorvida é igual à soma do produto de cada área incremental e seu respectivo coeficiente k_i , i.é :

$$N_d = \sum_{i=0}^n k_i \frac{A^2}{B} \Delta\omega \quad (22)$$

Se a somatória na equação (22) é eliminada tem-se a curva potência absorvida versus frequência que integrada ao longo das frequências da vibração dá a potência total absorvida

$$(N_d)_{total} = \int_0^{\infty} k(\omega) \frac{A^2(\omega)}{B} d\omega \quad (23)$$

onde $k(\omega)$ é a curva experimental dos coeficientes k_i obtida para a vibração vertical.

3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM VEÍCULO SOBRE RODAS.

3.1- Noções Gerais

O conceito de potência absorvida visto no item anterior é utilizado como critério de otimização no projeto de veículos. Um programa em Linguagem FORTRAN, que calcula a potência

absorvida pelo motorista de um veículo que passa por um dado terreno, será brevemente descrito. Esse programa permite que se varie uma série de elementos que compõem um veículo com o objetivo de se minimizar a potência absorvida - ou mais corretamente, potência dissipada em forma de calor e movimento - no motorista - (expressa em Watts).

O apêndice D mostra o modelo físico utilizado para a simulação do veículo como também as equações deduzidas. Também estão - inclusas neste trabalho o sistema de equações diferenciais deduzido pelo Método de Energia de Lagrange para o caso particular - de um veículo sobre rodas e com suspensão de eixos rígidos e molas helicoidais. Este sistema de equações consta no apêndice E como também a descrição das variáveis necessárias para a implementação computacional.

O programa aqui utilizado pode ser empregado para gerar três tabelas de performance de um veículo - sobre rodas ou esteiras - para os seguintes tipos de terrenos:

1. perfis com rugosidade superficial especificada
2. um único obstáculo discreto semi-circular
3. uma sequência de obstáculos semi-circulares de altura constante e espaçados regularmente.

Sobre cada tipo de terreno utilizado a velocidade - ótima do veículo será dada de acordo com os seguintes critérios:

1. perfis - 6 Watts de potência absorvida no motorista
2. um único obstáculo - 2,5g de aceleração no assento do motorista
3. obstáculos de altura constante espaçados regularmente:
 - a) para veículos sobre rodas - 2,5g de aceleração no motorista
 - b) para veículos sobre esteiras - a mínima entre os 6 Watts de potência absorvida e 2,5g de aceleração.

Para um dado veículo são levantadas as curvas potência absorvida x rugosidade do terreno ou aceleração em g's x altura do obstáculo dependendo do tipo de terreno que se está utilizando. Estas famílias de curvas são mostradas qualitativamente nas Figs. 4 e 5 juntamente com os respectivos critérios de otimização. Isto possibilita, então, a construção de duas outras curvas: a primeira para velocidade do veículo x rugosidade do terreno com 6 Watts de potência absorvida e a segunda para velocidade do veículo x altura do obstáculo com 2,5g de aceleração no motorista. Curvas típicas são mostradas nas Fig. 6 e Fig.7. Com essas curvas pode-se comparar quantitativamente o veículo testado com os demais veículos já existentes no mercado com respeito à máxima velocidade para um dado terreno.

O procedimento empregado para a obtenção dos pontos para a construção dessas curvas é o de tentativa e erro.

Por exemplo, para um perfil de rugosidade 1,04inrms, uma primeira estimativa da velocidade é escolhida. Esta escolha inicial pode ser feita baseando-se na curva velocidade x rugosidade do terreno de um veículo já existente e de características similares ao de interesse, i.é, sobre rodas ou sobre esteiras, peso, tipo de suspensão, número de eixos, etc. Além disso, é conhecido o campo de variação dessas curvas de performance para veículos militares existentes (porém não atualizada) o que pode ajudar na escolha inicial de velocidade. Este campo de variação é mostrado nas Fig.8 e Fig.9, respectivamente para veículos sobre rodas e sobre esteiras.

Valores significativos a serem notados são:

Rugosidade do terreno (in)	Campo de variação da velocidade (mph)	
	rodas	esteiras
0,2	-	-
1,0	12 - 37	13 - - -
1,5	7 - 18	11 - 46
2,0	6 - 12	10 - 30
3,0	5 - 9	8 - 13

Para o exemplo do perfil de 1,04 in rms um valor inicial para a velocidade poderia ser 15 mph. Se a potência absorvida fosse próxima de 6 W, digamos 4,8W, então uma segunda tentativa poderia ser 17 mph. Se, entretanto, a potência absorvida fosse 2W, uma segunda tentativa seria passar a 20 mph. Abaixo é mostrada uma regra razoável para a escolha de novas velocidades:

Rugosidade do terreno (in)	Potência absorvida inicial (Watts)	Incremento de velocidade para a próxima tentativa
< 1,0	6 ± 4	10 mph
	6 ± 2	5 mph
1,0	6 ± 4	5 mph
	6 ± 2	2 mph
> 1,0	6 ± 4	5 mph
	6 ± 2	1-2 mph

As duas velocidades finais para se fazer a dupla interpolação para se obter a velocidade à 6W de potência absorvida devem estar relacionadas com um nível de potência de aproximadamente (6 ± 2) Watts. Isto é cada vez mais difícil de se conseguir a medida que os perfis se tornam mais rugosos.

No caso das curvas velocidade x altura de obstáculo o que se procura analisar é o comportamento do veículo quando submetido a um choque. Como foi dito, o critério nesse caso é 2,5g de aceleração máxima no motorista. Em geral, o fator mais significativo na passagem do veículo sobre o obstáculo é o curso de suspensão da posição estática de carga até o batente superior. O procedimento a ser seguido para este caso é o mesmo que foi empregado para perfis sendo que a máxima altura do obstáculo deveria ser ligeiramente menor do que a mínima folga entre o veículo e chão.

A importância do estudo da performance do veículo sobre obstáculos espaçados regularmente está no fato de se encontrar a frequência de ressonância devido ao espaçamento. Procura-se analisar se o veículo é capaz de transpor mais do que um obstáculo - num dado tempo ou encontrar um segundo obstáculo antes que a resposta devido ao obstáculo prévio tenha decaído substancialmente. O critério neste caso é uma combinação de potência absorvida ($6W$) e $2,5g$ de aceleração máxima no motorista. Para veículos sobre rodas somente o critério de aceleração máxima é utilizado. A Fig.10 mostra qualitativamente uma curva velocidade x espaçamento de obstáculos de altura constante na qual as velocidades foram escolhidas baseando-se na combinação dos critérios de $6W$ e $2,5g$ de aceleração máxima no motorista.

3.2 - Descrição do programa.

O programa FORTRAN comentado a seguir constitui-se - num dos três módulos que compõem um programa de simulação maior - denominado NRMM (NATO REFERENCE MOBILITY MODEL) desenvolvido para o Exército Americano.

Este módulo simula a resposta dinâmica de um veículo que transita sobre um terreno especificado.

A seguir são descritas as variáveis de entrada para este programa, como também a sua saída.

3.2.1- Terreno

Existem três tipos de terrenos básicos:

Perfil. Os perfis são dados por uma seqüência de n pontos de ordenada y_i e espaçados igualmente entre si de p ao longo do comprimento total L . Estes pontos foram obtidos a partir de terrenos reais e a sua distribuição ao longo de L definem a rugosidade μ_{rms} do terreno:

$$u_{rms} = \sqrt{\frac{1}{L} \sum_{i=1}^n p_i^2}$$

Obstáculo. É constituído por uma seqüência de pontos espaçados regularmente ou não e localizados sobre meio arco de circunferência de raio h .

Seqüência de obstáculos. É formada por m obstáculos semi-circulares de mesma altura e espaçados igualmente entre si de uma distância λ .

3.2.2 - Dados de controle

Este arquivo especifica:

- a) passo de integração utilizado na integração das equações diferenciais;
- b) velocidade do veículo;
- c) tempo de transcurso do veículo sobre o terreno escolhido;
- d) intervalo de tempo de impressão dos resultados.

3.2.3 - Dados do veículo

- a) Características do sistema de suspensão:
 - Tipo de veículo: - sobre rodas;
 - sobre esteiras ou combinação de rodas e esteiras.
 - Tipo de suspensão (v.Fig.11):
 - independente (inclusive para eixos rígidos);
 - bogie, walking-beam ("boomerang");
 - sem massa-não-suspensa;
 - qualquer combinação das anteriores.

- Número de rodas por lado (as duas são consideradas como uma)

b) Propriedades da massa-suspensa:

- Momento de inércia de "Pitch" da massa-suspensa, com relação ao seu centro de gravidade;
- Distância longitudinal do motorista em relação ao C.G. da massa-suspensa

c) Peso das massas-não-suspensas (rodas, molas, eixos, etc).

d) Distâncias longitudinais de cada eixo ao C.G. da massa-suspensa.

e) Raios das rodas não defletidas.

f) Deflexão das rodas e respectiva força necessária (através dessa entrada o programa calcula a rigidez do elemento de contato do veículo com o solo)

g) Curvas de força de suspensão x deflexão:

Para cada suspensão deve-se estabelecer esta curva considerando-se a mola, os coxins superior e inferior e os fins-de-curso ao metal-metal. Isto é feito especificando-se as coordenadas dos pontos que definem os diversos segmentos de retas que definem essa curva (Fig.12).

h) Curvas de amortecedores:

Para cada amortecedor é especificada a sua curva força x velocidade através das coordenadas dos pontos que determinam os segmentos de retas que formam essa curva (Fig.13).

OBS.: - Existem muitos dados de entrada que seriam relacionados a outros tipos de veículos. As até aqui apresentadas são suficientes para os veículos de suspensão independente e sobre rodas.

3.2.4 - Saída do programa

O programa fornece para cada intervalo de tempo (especificado nos dados de controle) os seguintes parâmetros (referidos ao C.G. suspenso, eixos e motorista):

DISPL = deslocamento vertical (pol.)
VELOC = velocidade vertical (pol/seg)
ACCEL = aceleração vertical (pol/seg²)
RMSACC= aceleração vertical rms (g's)
MINACC= mínima aceleração vertical (g's)
MAXACC= máxima aceleração vertical (g's)
DEFLEC= deflexão relativa à curva força suspensão x
deflexão (pol)
TIREDF= deflexão do pneu (pol)
PROFIL= ordenada do ponto pertencente ao solo.

São também impressos o valor instantâneo da potência absorvida (PWR) no motorista e o valor médio de potência absorvida até aquele instante (AVG PWR). Os valores de acelerações em g's são relativos às respectivas massas.

3.3 - Exemplo de Otimização - Análises

O procedimento aqui apresentado foi utilizado para a determinação dos parâmetros básicos da suspensão de um novo veículo que está sendo desenvolvido pela ENGESA S.A.. Este veículo deverá atender os seguintes requisitos:

- ser de aplicação militar e civil;
- sobre rodas, 4 x 4;
- carga útil = 1/2 ton;
- suspensão de eixos rígidos (dianteira e traseira);

- entre eixos = 2160 mm;
- bitola = 1400 mm;
- peso total = 1820 kgf;
- capacidade para subida de rampa de 60% de declividade;
- diâmetro de giro menor ou igual a 11.000 mm;
- altura máxima = 1800 mm.

A lista de requisitos obviamente é muito mais extensa do que a apresentada acima porém estes dados são suficientes para esclarecer o que é mostrado a seguir.

A otimização da suspensão propriamente dita foi antecedida pela determinação do sistema de potência e transmissão do veículo. Nessa etapa foram determinados o motor, caixas de transmissão e transferência, eixos e rodas de forma a atender aos requisitos de máxima rampa, velocidade máxima, minimização de peso e custo dos componentes.

Através de esboços do veículo com a localização aproximada de seus componentes principais pode-se fazer uma análise do peso total e sobre eixos das massas suspensa e não-suspensa do veículo. Conseguiu-se também uma estimativa do momento de inércia ao "pitch". A tabela abaixo é um resumo dessa análise. São mostradas as distribuições de pesos para as seguintes situações:

- 1)- massa não-suspensa: eixos, rodas e pneus, molas, amortecedores, barras de direção, braços de fixação dos eixos;
- 2)- massa suspensa: motor, sistema de transmissão, carcaça, assentos, tanque de combustível, sistema de rádio, chassis, pneu sobressalente, caixa de direção e volante, etc;

- 3)- combinação de (1) e (2);
- 4)- (2) mais a carga útil (4 passageiros);
- 5)- combinação de (1) e (2);
- 6)- (2) mais 2 passageiros no assento dianteiro;
- 7)- (3) mais 2 passageiros no assento dianteiro.

Utilizou-se a seguinte nomenclatura:

W = peso total;

a = distância do respectivo C.G. ao eixo dianteiro;

F,R= reações nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente.

Situação	W,kgf	a,mm	F,kgf	R,kgf	F,%	R,%
1	369	965	204	165	55	45
2	1002	1016	531	471	53	47
3	1371	1002	735	636	54	46
4	1452	1259	606	846	42	58
5	1821	1199	810	1011	45	55
6	1227	1077	615	612	50	50
7	1596	1051	819	777	51	49

Dessa análise obteve-se para o momento de inércia da massa suspensa em relação ao seu C.G. (incluindo os 4 passageiros) o valor de $111.580 \text{ kgf.mm.sec}^2 = 9676 \text{ lb-in-sec}^2$ (obs.: este valor é utilizado no programa de simulação do veículo).

Em seguida passou-se a determinar os parâmetros que definem a suspensão. Para isso procurou-se seguir recomendações de estudos anteriores que estabelecem como sendo 1 Hz a frequência da vibração não amortecida da massa suspensa para efeito de projeto das molas do veículo. 1 Hz é aproximadamente a frequência

dos passos do andar normal de uma pessoa, daí uma das razões de se adotar este valor como parâmetro de projeto. A situação de otimização desse veículo consistiu na utilização da carga total (situação (4) para massa suspensa e (5) para massa total na tabela acima) visto ser esta a de maior ocorrência durante a vida de um veículo dessa categoria.

Um outro ponto a ser considerado foi o tipo de terreno sobre o qual o veículo deveria ser otimizado, pois este determina a deflexão necessária nos pneus. Basicamente dois tipos de terrenos são considerados: estrada de asfalto e terrenos de fora-de-estrada ("cross-country"). As deflexões de pneus recomendados para estes dois tipos básicos de terrenos são:

Terreno	$\delta, \%$	OBS.: δ é referido à altura da secção do pneu (SP). Neste caso, SP = 7.7" = 196 mm (pneu 10" x 15")-
Asfalto	13	
Cross-Country	20	

Segundo essas recomendações e tomando-se como critérios de projeto das molas as condições:

- frequência da vibração não amortecida da massa suspensa total ≈ 1 Hz
- terreno = cross-country (deflexão de pneu = 20%),

obteve-se as seguintes rigidez de mola e curso total de suspensão:

	$K_s, \text{kgf/mm}$	f_o, Hz	T, mm
Susp. diant.	2,03	1,18	352
Susp. tras.	2,56	1,12	350

onde: K_s = rigidez de mola

f_0 = frequência da vibração não amortecida da massa susp. total

T = curso total da suspensão.

$$f_0 \text{ (Hz)} = 15,76 \sqrt{\frac{k_0}{W_s}} \quad , \quad k_0 = \frac{k_T \cdot k_s}{k_T + k_s} \quad (\text{kgf/mm})$$

k_T = rigidez de mola do pneu (kgf/mm)

W_s = peso suspenso total (kgf)

Notou-se que o curso obtido seria extremamente difícil de ser obtido na prática devido às inevitáveis complicações geométricas que seriam acarretadas, tais como:

- Amplificação dos deslocamentos laterais e longitudinais dos eixos do veículo devido ao sistema de fixação desses ao chassis (por braços longitudinais e barra transversal);
- Consequente magnificação dos erros de direção;
- Interferências entre as demais partes do veículo: barras de direção e transversal, pneu dianteiro e chassis (quando totalmente esterçado), etc.

Em vista disso, optou-se por um novo procedimento. Fixando-se o curso total de roda em 250mm - distribuído da seguinte forma: 130 mm da posição estática até o metal-metal superior e 120 mm da posição estática até o metal-metal inferior e 10 mm de pré-carga - obteve-se os seguintes parâmetros:

Situação: peso total = 1820 kgf (vazio = 1370 kgf, carga = 450 kgf)

	K_T (kgf/mm)	W_s (kgf)	k_s (kgf/mm)	δ_{mola} (mm)	k_o (kgf/mm)	f_o (Hz)
Susp.diant.- Cross-country	10,4	303	2,33	130	1,90	1,25
Asfalto	15,9				2,03	1,29
Susp.tras. - Cross-country	12,9	423	3,25	130	2,60	1,24
Asfalto	19,9				2,80	1,28

Os valores obtidos foram considerados satisfatórios - notar que f_o não é muito diferente de 1 Hz - e portanto utilizados no programa de simulação (na verdade, este procedimento produz um conjunto inicial de parâmetros que eventualmente poderá ser alterado em vista dos resultados da simulação). Uma observação a ser feita é a de que, sendo a suspensão do veículo constituída por eixos rígidos, os valores k_s obtidos são as próprias constantes de mola. No caso de suspensões independentes de duas bandeijas o valor da constante elástica da mola seria maior do que k_s visto que este é referido ao plano da roda e a mola, nestes caso, sofre a ação de um braço de alavanca.

Com relação aos coxins de fim-de-curso uma preocupação especial foi sentida. É sabido que o uso de veículos militares exige da suspensão uma característica tal que as frequentes pancadas transmitidas ao chassis devido às irregularidades do terreno sejam o mais suavemente possível. Isso levou ao desenvolvimento de coxins de formas especiais que podem atuar ao longo de uma fração maior do curso da suspensão dando à curva característi

ca da mola da suspensão um aspecto variável adequado para essa situação. Para o fim-de-curso inferior, devido à impossibilidade de um coxim daquele tipo - não há espaço para colocar um - utiliza-se um coxim interno ao amortecedor cuja atuação se dá de forma mais "dura" devido ao menor curso permissível. Para - esses coxins inferiores a variação de força com a sua deformação se dá aproximadamente segundo $F = c x^2$, onde x é a deformação e c é uma constante determinada a partir do nº de g's - que se estabelece para o metal-metal inferior como também do - curso de atuação desse coxim. Como critério de projeto, a princípio, dimensionam-se as curvas características das suspensões de forma a produzirem 6 g's nas posições de metal-metal inferior e superior. Isso obviamente pode ser atingido de diversas formas: coxins mais duros, coxins que atuam ao longo de um curso maior, mola mais rígida. Neste projeto referiu-se o nº de g's - nos fins-de-curso superior e inferior aos pesos suspenso e não suspenso respectivamente.

Com respeito aos amortecedores, a escolha inicial - dos parâmetros que definem as suas curvas - v.Fig.13 - pode ser feita adotando-se como coeficiente de amortecimento 25% do coeficiente crítico de amortecimento que é calculado por $C_c = 2\sqrt{k_s M_s}$ onde M é a massa suspensa. A velocidade em que se dá a quebra da curva, v.Fig.13, é fixada em torno de 40 pol/seg sendo que a curva para o curso de compressão é idêntica, porém simétrica, à curva para o curso de tração do amortecedor.

Após o ponto-de-quebra ("blow-off") a variação da - força viscosa com a velocidade relativa dos extremos do amortecedor é bem pequena. Adota-se para esse trecho, inicialmente, uma declividade de aproximadamente 5% de C_c .

Com os dados preparados tenta-se em computador minimizar o parâmetro potência absorvida no motorista quando o veículo passa num dado terreno, numa certa velocidade. Neste projeto utilizou-se o terreno de 1,70 in rms a uma velocidade de - 20 mph . Após diversas experiências - que não caberia aqui descrevê-las - obteve-se 11,1 Watts de potência absorvida no motorista para aquele terreno e velocidade. O apêndice F contém um resumo dos parâmetros do veículo otimizado no terreno de 1,70 inrms

a 20 mph bem como o bloco final da saída do programa de simulação. Notar que, devido à fixação inicial de parâmetros como curso de roda, pesos suspenso e não-suspenso, as molas não foram modificadas sendo apenas verificado as melhores curvas de coxins e amortecedores para a melhor performance do veículo naquele terreno. Destaca-se que o amortecimento dianteiro é de 25% do amortecimento crítico e o traseiro, de 33%. Com os dados mostrados no Apêndice F pode-se facilmente reconstruir as curvas de mola e amortecedor do veículo como também, calcular os cursos de subida e descida das rodas a partir da posição estática, rigidez dos pneus, frequência natural de oscilação, nº de g's nos fins-de-vurso, etc.

Com o intuito de se comparar o veículo assim otimizado com outros veículos de características semelhantes (sobre rodas, grandes cursos de suspensão, uso militar) e também com a sua versão de suspensão dianteira independente, construiu-se as curvas velocidade x rms para 6W de potência dissipada no motorista, Fig.14. Nesse gráfico têm-se os seguintes veículos:

- EJEY : Veículo otimizado. A ser produzido pela ENGE SA na versão de suspensão de eixos rígidos;
- EMT : Expanded Mobility Truck , veículo produzido pela Chrysler para o Exército Americano. Possui suspensão dianteira independente
- M151 : Veículo de características muito semelhantes ao aqui tratado. Projeto desenvolvido pela FORD a partir da II Guerra Mundial e atualmente utilizado por Exércitos de diversos países. Possui suspensão independente nas quatro rodas.
- EJEY-SDI: Semelhante ao EJEY. Possui suspensão dianteira independente (apenas para estudo de comportamento).

A Fig.15 mostra localização da curva de performance do EJEY em relação ao campo de variação dos veículos até então conhecidos. Esse campo, como já foi dito, não é atualizado, porém

serve para uma primeira verificação.

Da Fig.14 observa-se que o comportamento do EJEY é - sensivelmente melhor do que o do M151 em qualquer terreno. Nota-se também a sensível diferença que uma suspensão dianteira, independente (menor peso-não-suspense por roda) faz sobre o desempenho do veículo. Para terrenos de rugosidade inferiores a 3,0 in rms o EMT-Chrysler é sem dúvida superior. Isso se deve ao maior curso de roda, 350 mm, e a melhor relação de pesos desse veículo. A tabela abaixo mostra a relação entre os pesos não-suspense e suspense para os quatro veículos analisados.

Veículo	W_{us}/W_s	
	(D)	(T)
EMT	16%	17%
M151	15%	16%
EJEY	34%	19%
EJEY-SDI	16%	20%

A sensível melhora da curva de performance do veículo EJEY-SDI se deve exclusivamente ao melhor equilíbrio da relação de pesos para a dianteira e traseira.

Abaixo segue uma tabela comparativa dos três veículos testados.

Dados de Projeto por roda:	EMT		M151		EJEY	
	D	T	D	T	D	T
Peso Total(kgf)	717	917	373	335	405	506
Peso Não-Susp. (kgf)	99	131	47	47	102	83
Peso Suspenso (kgf)	619	786	325	288	303	423
Rig.Mola, K_s (kgf/mm)	4,10	4,47	3,32	3,32	2,33	3,25
Curso Susp.p/ cima (mm)*	205	180	80	91	130	130
Curso Susp.p/ baixo(mm)*	151	176	98	87	120	120
Nº G's no Metal Metal Superior	6	6	5	5	6,1	3,3
Freq.Natural(Hz)**	1,13	1,07	1,41	1,50	1,25	1,24

* Tomado a partir da posição estática de carga

** Considerando deflexão de pneu para Cross-Country (20%)

Outros dados relativos a esses veículos encontram-se no Apêndice F (unidades inglesas).

A Fig.16 mostra as curvas de performance sobre obstáculos para o EJEY e o M151. Neste caso o critério é 2,5 g's de - aceleração vertical no motorista e o que se procura analisar é o comportamento da suspensão do veículo submetida a um choque. Observa-se que as duas curvas são muito próximas. Isso se deve ao fato de que os cursos de suspensão dos dois veículos são aproximadamente iguais. Na verdade a curva do EJEY é levemente superior à do M151. Nesta simulação os pneus têm uma importância fundamental na performance. Devido à capacidade destes de envolverem o

obstáculo, a sua representação por um simples seguidor - como é feito na simulação sobre terrenos - não é satisfatória. Neste caso o pneu é simulado por um conjunto de molas radiais e tangenciais de forma a poder levar em conta aquela propriedade. As curvas de velocidade x altura do obstáculo terminam com o maior obstáculo possível de ser transposto pelo veículo devido ao perfil inferior de seu chassis que determina um vão livre mínimo. Ou seja, o maior obstáculo possível de ser transposto tem uma altura ligeiramente inferior à medida do vão livre do veículo.

3.4 - Conclusões

Os pontos a serem destacados neste momento são:

- 1) A simulação computacional aqui descrita constitui-se numa poderosa ferramenta na determinação dos parâmetros que definem um veículo. O critério da potência absorvida no motorista estabelece uma medida física que possibilita "sentir" o quanto cada parâmetro influiria no desempenho global do veículo. De fato, pôde-se confirmar por meio de testes realizados nos E.U.A. que as curvas de velocidade x rugosidade do terreno já obtidas por este programa para outros veículos são verificadas. Portanto, de acordo com a maior ou menor liberdade que é dada ao projetista pode-se tentar inúmeras combinações dos parâmetros possíveis de serem variados até que se consiga um resultado satisfatório. Deve-se destacar que todos esses parâmetros, sem exceção, são limitados por um campo de variação, fora do qual trariam complicações de compatibilidade e exequibilidade física como também econômica.
- 2) Além de ferramenta de grande utilidade para o início de um projeto veicular, por meio desse programa pode-se comparar diversos veículos em termos do conforto que tais veículos proporcionam ao seu motorista. Para o caso de veículos militares isso é muito importante pois o sucesso de uma missão -

pode depender dessa capacidade que o veículo possui de passar sobre um determinado tipo de terreno na maior velocidade possível sem exigir um cansaço demasiado do seu ocupante.

- 3) Por fim, deve-se mencionar o caráter de pesquisa que este programa pode assumir. Neste caso não só a potência absorvida no motorista seria levada em consideração mas também todas as demais saídas que esse programa oferece. Poder-se-ia, por exemplo, querer minimizar as acelerações dos eixos de forma a se conseguir menores esforços nos elementos estruturais do veículo, ou ainda trocar alguns elementos da suspensão de veículos já existentes tais como molas, amortecedores, pneus, eixos de massas diferentes, coxins de fim de curso, etc - e então analisar-se as diferentes performances que o veículo iria apresentar. Além disso poderiam ser analisados novos cursos de suspensão, novas distribuições de massa sobre os eixos, diferentes pressões de enchimento dos pneus, sem a necessidade de se ter que construir um novo protótipo a cada alteração.

Estes três pontos básicos levantados são suficientes - para comprovar a real utilidade que esse programa de simulação dinâmica de veículos tem dentro de uma indústria automobilística.

PARTE III

APÉNDICES

APÊNDICE APROCEDIMENTO PARA OBTENÇÃO DE
UM MODELO MAIS COMPLETO DO CORPO HUMANO.

O modelo da Fig.1 é sem dúvida muito simples para se desejar uma boa concordância com a resposta dinâmica do corpo humano submetido a uma dada excitação. Porém o procedimento aqui descrito utiliza equações deduzidas a partir daquele modelo no sentido de se chegar a um novo modelo que melhor se relacione com a resposta do sistema físico real.

Como é sabido, o corpo humano é composto por diversos órgãos os quais possuem diferentes frequências de ressonância. Esse fato leva a se pensar num modelo composto por diversos sistemas massa-mola com amortecimento interligados de forma tal que sua resposta dinâmica às excitações de diversas frequências se aproxime o mais possível do comportamento real. O problema, então, consiste em se avaliar os parâmetros m_i , k_i , c_i (respectivamente: massa, constante elástica e constante de amortecimento do sistema i) que caracterizam cada sistema do corpo humano. O método aqui descrito possibilita a avaliação desses parâmetros desde que se conheça a curva experimental $Z \times \omega$ (impedância x frequência) do corpo humano. Deve-se ressaltar que tais parâmetros variam de acordo com o tipo de excitação, o tipo do corpo do indivíduo, sua posição e sua estrutura muscular. O objetivo desse apêndice, entretanto, não é discutir caso por caso mas apenas estabelecer o método da avaliação numérica daqueles parâmetros.

A partir da eq.7, estabelecendo-se $n = \sqrt{2}$ o radicando se torna igual a um, de forma que:

$$Z_{n=\sqrt{2}} = m \omega \quad (A.1)$$

Tendo a frequência natural não amortecida ω_0 do sistema, pode-se determinar a massa efetiva através da medida

da impedância à frequência $\sqrt{2} \omega_0$; portanto,

$$m = \frac{Z\sqrt{2}}{\sqrt{2}\omega_0} \quad (\text{A.2})$$

Da definição de $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$, a constante elástica do sistema pode ser determinada por:

$$k = m \omega_0^2 \quad (\text{A.3})$$

Então, de acordo com eq.11

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{Z_{n=1}}{m \omega_0}\right)^2 - 1}} \quad (\text{A.4})$$

e da definição de δ :

$$c = \omega_0 m \delta = \frac{\delta k}{\omega_0} = \delta \sqrt{k m} \quad (\text{A.5})$$

Portanto, para se obter os três parâmetros que descrevem a resposta dinâmica de um sistema massa-mola completamente, é necessário apenas medir ω_0 , o módulo da impedância do sistema à ω_0 e à $\sqrt{2} \omega_0$. A partir desses três valores, as curvas de impedância e ângulo de fase versus frequência (para esse sistema de frequência de ressonância ω_0) podem ser calculadas a partir das eqs.(7) e (8). O mesmo procedimento é realizado para os demais picos de ressonância da curva experimental da impedância o que leva aos parâmetros m_2, k_2, c_2 ; m_3, k_3, c_3 ; etc. Esse procedimento é conduzido até o momento em que a magnitude da impedância remanescente é desprezível em relação àquela original. Então o modelo simplificado da Fig.1 poderia ser substituído por um modelo mais aprimorado consistindo de sistemas de parâmetros m_i, k_i, c_i ; com frequências de ressonância ω_{oi} e interligados conforme Fig.A1.

Desde que a soma das impedâncias de elementos conectados em série é:

$$\bar{Z} = \bar{Z}_1 + \bar{Z}_2 + \bar{Z}_3 + \dots \quad (\text{A.6})$$

e de elementos conectados em paralelo é :

$$\bar{Z} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{Z}_1} + \frac{1}{\bar{Z}_2} + \frac{1}{\bar{Z}_3} + \dots} \quad (\text{A.7})$$

onde o traço sobre Z denota que a grandeza é complexa, a expressão para qualquer combinação de sistemas e elementos pode ser escrita na forma complexa e, após separação dos fatores reais ΣA dos fatores imaginários $\Sigma j B$, a equação para o módulo e ângulo de fase do sistema total pode ser determinada de acordo com:

$$Z = \sqrt{A^2 + B^2} \quad (\text{A.8})$$

$$\tan \phi = \frac{A}{B} \quad (\text{A.9})$$

O sistema assim construído pode substituir com bastante precisão o corpo humano na análise de sua vibração.

No apêndice B é mostrada a curva experimental $Z \times \omega$ obtida para um indivíduo de massa 84 kg. Nessa curva observam-se nitidamente dois picos de ressonância: o primeiro à 5,0 Hz e o segundo à 10,5 Hz. Isso leva a se pensar num modelo mecânico, constituído por duas massas interligadas por molas e amortecedores, que poderia apresentar a mesma resposta dinâmica que o corpo humano para o campo de frequência estudado. Naquele mesmo gráfico $Z \times \omega$ é apresentada a curva $Z \times \omega$ para o sistema simples da Fig.1 (massa-mola com amortecimento). Esta curva é atribuída ao primeiro sistema massa-mola do modelo mecânico que se pretende estabelecer. A curva de impedância do segundo sistema $Z_2 \times \omega$ é obtida da diferença vetorial entre a impedância

calculada do sistema massa-mola da Fig.1 (Z_1) (com parâmetros : $m_1 = 84 \text{ kg}$, $\delta_1 = 0,636$, $f_{01} = 5,0 \text{ Hz}$) e a impedância medida do indivíduo (Z). A curva $\phi_2 \times \omega$ é o ângulo de fase de Z_2 . Do diagrama vetorial mostrado na Fig.A2 pode-se deduzir as relações entre Z_1 e Z_2 , ϕ_1 e ϕ_2 .

A Fig.A3 mostra as curvas $Z_2 \times \omega$ e $\phi_2 \times \omega$. Do pico de ressonância de Z_2 $\tilde{a} f_{02} = 10,5 \text{ Hz}$ e da magnitude de Z_2 $\tilde{a} \sqrt{2} f_{02}$, os parâmetros do segundo sistema puderam ser determinados através das equações (A2), (A3), (A4) e (A5). Os resultados obtidos foram:

$$m_2 = 7,5 \text{ kg}$$

$$k_2 = 3,3 \text{ kgf/mm}$$

$$\delta_2 = 0,26$$

$$c_2 = 1,3 \times 10^{-2} \text{ kgf.sec/mm}$$

A curva $Z_R \times \omega$ da impedância resultante da soma (vetorial) de Z_1 e Z_2 tem aproximadamente 10% como máximo desvio da impedância experimental (na faixa de 7 a 8 Hz). Porém $\phi_R \times \omega$ desvia-se muito de $\phi \times \omega$ a partir de 9 Hz. Isso pode indicar a influência de um terceiro sistema massa-mola (m_3 , k_3 , δ_3). Considerando, entretanto, as variações da impedância e ângulo de fase no campo das frequências mais altas para as diferentes posturas do indivíduo, não seria válido calcular os parâmetros desse terceiro sistema. Para o propósito em questão, é suficiente saber que o corpo humano na posição sentada-ereta pode ser substituído com boa precisão pelo sistema de duas-massa-mola com os parâmetros acima mencionados.

APÊNDICE BA IMPEDÂNCIA MECÂNICA DE UM INDIVÍDUO EM
DIFERENTES POSTURAS.

As curvas experimentais mostradas na Fig.B1 mostram a dependência da impedância do corpo humano com respeito à frequência da vibração. Os dados para o traçado dessas curvas foram tomados para as posturas ereta e relaxada de um indivíduo sentado e para a posição em pé ereta (com as pernas rijas). Devido à tolerância limitada à vibração por parte do corpo humano, estes dados só foram tomados apenas até 0,5g sobre o campo de frequência estudado. O tempo de exposição para cada tomada de dado foi da ordem de 1 minuto. O indivíduo sobre o qual foram tomados esses dados pesava 84 kgf, altura 1,87m e não sofria de qualquer anormalidade física ou mental. Nenhum tipo de vestimento ou equipamento foi utilizado para impedir, em parte, a mobilidade de certas partes do corpo do indivíduo (tais como: vísceras, coração, pulmões, diafragma e elasticidade do pelvis). Assim essas curvas são referidas ao corpo não restrito. Também são plotadas nesse diagrama a linha $m\omega$ (impedância de uma massa simples de mesmo peso que o indivíduo) e a impedância do sistema massa-mola da Fig.1. Para aquele sistema foi utilizada a mesma massa e um fator de amortecimento calculado a partir do primeiro pico da curva "sentado-ereto". A frequência deste pico foi tomada como a frequência natural não amortecida do sistema. Até 2 Hz o corpo responde, para qualquer postura, como uma massa simples, i.é, o corpo se move como uma unidade compacta sem movimentos maiores entre as partes do corpo. Mas então a primeira ressonância se torna mais e mais efetiva culminando num pico de cuja amplitude e frequência de ressonância dependem da postura do indivíduo. Na posição sentado-ereto, o corpo possui o mais alto pico de impedância e a mais alta frequência natural e, portanto, o mais baixo fator de amortecimento. Relaxando os músculos, a primeira frequência de ressonância diminui e o fator de amortecimento aumenta. Em pé e erecto com

as pernas rijas, o corpo possui aproximadamente o mesmo pico de impedância e uma frequência de ressonância entre as ressonâncias das duas outras posturas. Cálculos feitos a partir desses picos e massa do indivíduo mostram que o corpo possui os seguintes parâmetros para cada postura válido para o campo de frequência - até a ressonância):

	Dimensão	Sentado erecto	Sentado-relaxado	Em pé erecto
Frequência de ressonância, f_0	Hz	6,3	5,2	5,9
Impedância na ressonância, $Z_{n=1}$	$\frac{\text{kgf} \cdot \text{sec}}{\text{mm}}$	0,67	0,51	0,52
Fator de amortecimento, δ	-	0,57	0,65	0,74
Constante elástica, k	$\frac{\text{kgf}}{\text{mm}}$	13,1	8,4	11,6

Para frequência acima da primeira frequência de ressonância a impedância medida diverge da impedância do sistema - simples. Enquanto que para a postura sentado-ereto um pequeno pico aparece a cerca de 10 Hz e um terceiro a cerca de 15 Hz para a posição sentado-relaxado o segundo pico ocorre a 11,5 Hz, não ocorrendo um terceiro. Em pé, o segundo pico também ocorre a 11,5 Hz e é muito mais alto, mas o terceiro praticamente desaparece. Entretanto, a tendência geral de todas estas curvas é similar à impedância do sistema simples quando $n \gg 1$, ou seja, da equação (7):

$$\lim_{n \rightarrow \infty} Z = m \omega \sqrt{\frac{\delta^2}{n^2}} = m \omega \delta \frac{\omega_0}{\omega} = \delta m \omega_0$$

que é um valor constante dependendo da magnitude da massa do fator de amortecimento e da frequência natural do sistema. Para a posição sentado-ereto da Fig.B1, este valor é:

$$Z_{n \rightarrow \infty} = 0,19 \text{ kgf} \frac{\text{sec}}{\text{mm}}$$

A Fig.B2 mostra a dependência com a frequência da fase entre a força e velocidade do assento para as três posições do indivíduo.

A curva para a posição sentado-ereto segue bem próximo a curva calculada para o sistema massa-mola com amortecimento da Fig.1 até 7 Hz. Mas, a partir daí, ela diverge devido às demais ressonâncias. Acima de 14 Hz o ângulo de fase se torna negativo, indicando que as forças de mola predominam, i.é, a impedância da elasticidade do sistema domina a impedância da massa.

Para a posição relaxada, a curva do ângulo de fase - tem um curso similar até 15 Hz caindo a partir de então para os ângulos positivos indicando que a impedância da massa, ou forças de inércia, domina.

Para a posição em pé-ereto, a curva toma um curso similar ao da postura sentado-ereto, exceto no campo de baixa frequência, onde o ângulo de fase cresce mais rapidamente devido ao maior amortecimento.

APÊNDICE C

CURVA DE CONFORTO VERTICAL CONSTANTE E O ESTABELECIMENTO DO NÍVEL DE POTÊNCIA ABSORVIDA PARA EFEITO DE OTIMIZAÇÃO DE UM VEÍCULO

Tomando-se a equação (16) e as curvas experimentais $Z \times \omega$ e $\phi \times \omega$ que constam no apêndice B pode-se observar que a potência dissipada no corpo humano submetido à vibrações aqui se restringe apenas à vibração vertical visto que esta é responsável por aproximadamente 75% da potência total dissipada na região da primeira ressonância e acima dessa - é função da aceleração A_{rms} e da frequência ω . Assim, pode-se escrever para a potência absorvida a seguinte relação:

$$(\bar{N}_d)_i = k_i A_{irms}^2 \quad (20)$$

onde o índice i especifica a frequência da vibração e k_i é - uma constante para uma dada frequência. Consequentemente, é possível estabelecer uma tabela que forneça esta constante como - função da frequência da vibração. A Tabela C-1 mostra estes valores para o campo de frequência de 0 a 12 Hz.

Por meio da Tabela C-1 pode-se calcular os pontos para a curva de aceleração x frequência para um dado nível de potência absorvida. Estabelecendo para a potência absorvida o valor de 6W obteve-se a curva de potência absorvida constante ou de nível de conforto constante da Fig.C-1. Essa curva mostra - que o valor crítico para a aceleração é de 0,17 g a uma frequência de aproximadamente 5 Hz.

Com o objetivo de se estabelecer um nível de potência absorvida pelo corpo humano submetido à vibrações é necessário especificar-se um tempo de exposição do indivíduo à vibração. Intuitivamente percebe-se que um determinado nível de potência absorvida pode ou não causar desconforto dependendo do -

tempo de exposição ser maior ou menor. Assim, por exemplo, o - corpo humano pode suportar níveis da ordem de centenas de Watts se o tempo de exposição for extremamente curto.

A Norma MIL-STD-1472A (15 maio 1970) estabelece níveis de exposição do corpo humano à vibração. Estes níveis são dados em termos de curvas de aceleração x frequência parametrizadas no tempo. O conjunto dessas curvas para a vibração vertical é mostrado na Fig.C2. Essas curvas foram estabelecidas para a manutenção da proficiência, ou seja, um nível tal de vibração que o indivíduo possa discernir as leituras dos diversos instrumentos e aparelhos dentro de um veículo. Assim, os valores de aceleração mostrados na Fig.C2 para o tempo e frequências indicadas não deverão ser excedidos se o nível de proficiência tiver que ser mantido. Esta norma ainda estabelece mais dois níveis:

- Limite de segurança: em vista de se proteger a saúde humana, a vibração do corpo não deverá exceder duas vezes os valores de aceleração mostrados na Fig.C-2 para o tempo e frequências indicados .

- Nível de conforto: onde conforto deve ser mantido, os valores de aceleração mostrados na Fig.C-2 poderão ser divididos por 3,15.

Da superposição da curva de conforto constante, correspondente a 6W de potência absorvida, da Fig.C-1 com as curvas da Fig.C-2 verificou-se que aquela se aproxima muito bem à curva de tempo de exposição igual a 25min. na região de ressonância. Para frequências menores do que 3 Hz o erro é maior devido a não se ter considerado as vibrações transversais e laterais. Assim, um veículo que transite sobre um dado terreno deveria possuir uma estrutura tal que resultasse num nível de potência absorvida no motorista de 6W para um tempo de percurso de 25min. Esse critério - 6W dissipada no motorista - é utilizado na otimização de veículos onde o que se procura é maximizar a velocidade de transcurso sobre um dado terreno mantendo-se o nível de 6W.

Frequência (Hz)	k_i Watts (g's) ²
0,00	0,00
0,20	0,34
0,40	1,38
0,60	3,19
0,80	5,84
1,00	9,47
1,20	14,21
1,40	20,22
1,60	27,64
1,80	36,60
2,00	47,17
2,50	80,57
3,00	121,44
3,50	162,96
4,00	195,45
4,50	210,59
5,00	205,64
5,50	184,44
6,00	154,67
6,50	124,04
7,00	97,79
7,50	78,23
8,00	65,36
8,50	57,88
9,00	53,95
9,50	51,79
10,00	50,03
11,00	44,98
12,00	37,75

TABELA C-1 - Constantes da potência absorvida devido à vibração vertical.

APÊNDICE DEQUAÇÕES DE MOVIMENTO PARA UM VEÍCULO SOBRE RODAS UTILIZADAS
NO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DINÂMICA.

As equações aqui deduzidas são relativas ao modelo físico da Fig.D-1.

Nomenclatura utilizada:

Δ_i = deflexão da mola da suspensão $i = X_i - X_c - (L S_i) \sin \theta$

S_i = força da mola da suspensão i

D_i = força do amortecedor da suspensão i

M_{cg} = peso da massa suspensa

Δd_v = deflexão da posição do motorista = $X_c + (LD) \sin \theta$

δ_ℓ = deflexão do pneu = $Z_\ell - X_i$

Z_ℓ = deslocamentos de entrada, provenientes do solo, na ℓ -ésima roda

X_c = deslocamento vertical do C.G.

X_i = deslocamento vertical da i -ésima suspensão

θ = ângulo de Pitch

M_ℓ = massa da ℓ -ésima roda

W_ℓ = constante elástica do ℓ -ésimo pneu

I_c = momento de inércia de Pitch, relativo ao C.G.

Movimento do C.G. da massa suspensa:

$$M_c \ddot{X}_c = \sum_{i=1}^n [S_i(\Delta_i) + D_i(\dot{\Delta}_i)] - M_{cg} \quad (D-1)$$

onde N = número de molas e amortecedores

$S_i(\Delta_i)$ e $D_i(\dot{\Delta}_i)$ = forças de mola e amortecedor para Δ_i e $\dot{\Delta}_i$, respectivamente.

Movimento de Pitch:

$$I_c \ddot{\theta} = \sum_{i=1}^N [S_i(\Delta_i) \times L S_i + D_i(\dot{\Delta}_i) \times L D_i] \cos \theta \quad (D-2)$$

Movimento da i-ésima suspensão:

$$M_\ell \ddot{X}_i = -S_i(\Delta_i) - D_i(\dot{\Delta}_i) + W_\ell \delta_\ell - M_\ell \cdot g \quad (D-3)$$

Aceleração vertical do motorista:

$$\ddot{d}_v = \ddot{X}_c + \ddot{\theta} (L D) \cos \theta \quad (D-4)$$

O programa estabelece como condições iniciais os valores estáticos de cada variável. Nota-se, pelas equações acima que a simulação é feita somente para meio veículo, já que o movimento de roll não comparece. Todas as velocidades e acelerações iniciais são admitidas iguais a zero. O método para solução dessas equações é o de Runge-Kutta de quarta ordem. Os valores Z_ℓ devidos às irregularidades do terreno são lidos dos dados fornecidos e, em função da posição Δ_i e da velocidade $\dot{\Delta}_i$, são obtidas as forças de mola e amortecedor a partir das curvas fornecidas ao programa.

Obtida as acelerações, integra-se uma primeira vez - obtendo-se as novas velocidades. Uma segunda integração produz os novos deslocamentos. Em função desses são obtidas as novas forças para o instante subsequente e que irão produzir as novas acelerações.

Este modelo é específico para o caso de suspensão independente sendo que uma extensão para suspensões tipo Bogie e/ou Walking beam (boomerang) não é difícil de ser feita.

O Cálculo de potência absorvida pelo motorista é feito considerando-se somente as acelerações de baixa frequência (de 0 a aproximadamente 8 Hz). O programa contém um filtro digital de

freqüência do tipo Butterworth de quarta ordem que permite somente a passagem das acelerações de baixa freqüência, atenuando as demais.

A Fig.D-2 mostra algumas curvas de ganho x freqüência para essa classe de filtro. Nota-se que para a freqüência de corte, ω_c , o quadrado da magnitude, $[H(j\omega)]^2$, é igual a 0,5. Nesta figura também é mostrada a curva de ganho x freqüência para o filtro ideal de baixa freqüência.

APÊNDICE EMODELO MATEMÁTICO PARA 7 GRAUS DE LIBERDADE NA SIMULAÇÃO
DINÂMICA DE UM VEÍCULO.

Este modelo será derivado do método de energia de Lagrange o qual se resume na expressão:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial (KE)}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial (KE)}{\partial q_i} + \frac{\partial (PE)}{\partial q_i} + \frac{\partial (DF)}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (E-1)$$

onde:

KE = energia cinética total do sistema

PE = energia potencial total do sistema

DF = função de dissipação total do sistema (forças viscosas e atritos que causam perda de energia)

q_i = coordenadas generalizadas utilizadas para a completa descrição do sistema

Q_i = forças generalizadas envolvidas no sistema.

O modelo proposto para o veículo constitui-se por - uma suspensão de 2 eixos rígidos (dianteiro e traseiro) acoplados à massa suspensa por meio de molas e amortecedores. Conforme esquema abaixo, tem-se:

1) Coordenadas generalizadas:

Z_1 = deslocamento do C.G.do eixo dianteiro, ao longo - do eixo Z

Z_2 = deslocamento do C.G.do eixo traseiro, ao longo - do eixo Z

Z_3 = deslocamento do C.G.da massa suspensa, ao longo - do eixo Z

β_1 = rotação do eixo dianteiro com respeito ao seu C.G.
("Tramp")

β_2 = rotação do eixo traseiro com respeito ao seu C.G.

ψ = rotação em torno do eixo y da massa suspensa("Pitch")

θ = rotação em torno do eixo x da massa suspensa("Roll")

- 2) k_i , $i = 1,2,3,4$; = rigidez elástica de mola i
 k_j , $j = 5,6,7,8$; = rigidez elástica de pneu j
- 3) C_i , $i = 1,2,3,4$; = coeficiente de amortecimento do amortecedor i
 C_j , $j = 5,6,7,8$; = coeficiente de amortecimento do pneu j
- 4) OBS.:- Os valores de k_i e C_i devem ser referidos à roda correspondente, i.é, são valores de rigidez e amortecimento, respectivamente, medidos nas linhas de centro das rodas.
Os valores de C_i também devem levar em consideração o efeito do atrito entre as barras da suspensão.
- 5) k_9, k_{10} = rigidez torsional ("Roll") das suspensões dianteira e traseira, respectivamente (devidas aos pneus e molas).
- 6) C_9, C_{10} = coeficientes torsionais de amortecimento das suspensões dianteira e traseira, respectivamente.
- 7) f_1, f_2, f_3, f_4 = deslocamentos de entrada proveniente do solo devido às suas irregularidades.

- 8) I_x = momento polar de inércia no "Roll" da massa suspensa
- 9) I_y = momento polar de inércia no "Pitch" da massa suspensa
- 10) I_1, I_2 = momento polar de inércia no "Tramp" das massas não-suspensas dianteira e traseira respectivamente.

Nomenclatura utilizada:

- T_R = bitola traseira
 T_F = bitola dianteira
 m_1 = massa não-suspensa da suspensão dianteira
 m_2 = massa não-suspensa da suspensão traseira
 L = distância entre eixos
 a, b = posição do C.G. da massa suspensa ao longo do eixo x .

Admitindo-se valores positivos (v. figura) para as 7 coordenadas e para os deslocamentos f_1, f_2, f_3, f_4 , tem-se - que a energia potencial do sistema, devida às molas, é :

$$\begin{aligned}
 \text{(E-2)} \quad PE = & \frac{1}{2} k_5 \left(f_1 - Z_1 - \beta_1 \frac{T_F}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} k_6 \left(f_2 - Z_1 + \beta_1 \frac{T_F}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} k_7 \left(f_3 - Z_2 - \beta_2 \frac{T_R}{2} \right)^2 + \\
 & + \frac{1}{2} k_8 \left(f_4 - Z_2 + \beta_2 \frac{T_R}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} k_1 \left(Z_1 + \beta_1 \frac{T_F}{2} - Z_3 + a \psi - \theta \frac{T_F}{2} \right)^2 + \\
 & + \frac{1}{2} k_2 \left(Z_1 - \beta_1 \frac{T_F}{2} - Z_3 + a \psi + \theta \frac{T_F}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} k_3 \left(Z_2 + \beta_2 \frac{T_R}{2} - Z_3 - b \psi - \theta \frac{T_R}{2} \right)^2 + \\
 & + \frac{1}{2} k_4 \left(Z_2 - \beta_2 \frac{T_R}{2} - Z_3 - b \psi + \theta \frac{T_R}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} k_9 (\beta_1 - \theta)^2 + \frac{1}{2} k_{10} (\beta_2 - \theta)^2
 \end{aligned}$$

Foram admitidas as seguintes hipóteses para a obtenção da PE:

- i) rigidez de molas constante
- ii) pequenos valores para $\beta_1, \beta_2, \theta, \psi$ - linearização

Em particular, k_3 e k_4 podem ser variáveis. Neste caso, deve-se substituir na expressão de PE os respectivos termos de energia - potencial. Verificar se k_{10} também será variável.

Energia cinética do sistema :

$$KE = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} M \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\psi}^2 \quad (E-3)$$

Função de dissipação total do sistema:

$$\begin{aligned} DF = & \frac{1}{2} C_5 (\dot{f}_1 - \dot{z}_1 - \dot{\beta}_1 \frac{T_F}{2})^2 + \frac{1}{2} C_6 (\dot{f}_2 - \dot{z}_1 + \dot{\beta}_1 \frac{T_F}{2})^2 + \frac{1}{2} C_7 (\dot{f}_3 - \dot{z}_2 - \dot{\beta}_2 \frac{T_R}{2})^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_8 (\dot{f}_4 - \dot{z}_2 + \dot{\beta}_2 \frac{T_R}{2})^2 + \frac{1}{2} C_1 (\dot{z}_1 + \dot{\beta}_1 \frac{T_F}{2} - \dot{z}_3 + a \dot{\psi} - \dot{\theta} \frac{T_F}{2})^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_2 (\dot{z}_1 - \dot{\beta}_1 \frac{T_F}{2} - \dot{z}_3 + a \dot{\psi} + \dot{\theta} \frac{T_F}{2})^2 + \frac{1}{2} C_3 (\dot{z}_2 + \dot{\beta}_2 \frac{T_R}{2} - \dot{z}_3 - b \dot{\psi} - \dot{\theta} \frac{T_R}{2})^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_4 (\dot{z}_2 - \dot{\beta}_2 \frac{T_R}{2} - \dot{z}_3 - b \dot{\psi} - \dot{\theta} \frac{T_R}{2})^2 + \frac{1}{2} C_4 (\dot{\beta}_1 - \dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_{10} (\dot{\beta}_2 - \dot{\theta})^2 \quad (E-4) \end{aligned}$$

Implementação computacional.

As equações derivadas para o modelo proposto encontram-se abaixo. Segue a correspondência entre as variáveis de programa e do modelo (e respectivas unidades).

RK1, RK2, RK3, RK4	= K_1, K_2, K_3, K_4	(N/m)
RK5, RK6, RK7, RK8	= K_5, K_6, K_7, K_8	(N/m)
RC1, RC2, RC3, RC4	= C_1, C_2, C_3, C_4	(N.s/m)
RC5, RC6, RC7, RC8	= C_5, C_6, C_7, C_8	(N.s/m)
RK9, RK10	= K_9, K_{10}	(N.m/rad)
RC9, RC10	= C_9, C_{10}	(N.m.s)
RTF, RTR	= T_F, T_R	(m)
RA, RB	= a, b	(m)
RM, RM1, RM2	= M, m_1, m_2	(kg)
RI1, RI2, RIX, RIY	= I_1, I_2, I_x, I_y	(kg.m ²)
RF1, RF2, RF3, RF4	= f_1, f_2, f_3, f_4	(m)
RAF1, RAF2, RAF3, RAF4	= f_1, f_2, f_3, f_4 no instante $t - \Delta t$	(m)
TD	= Δt	(s)
Y1 = Z ₁	(m)	DY1 = Y2 (m/s)
Y3 = Z ₂	(m)	DY3 = Y4 (m/s)
Y5 = Z ₃	(m)	DY5 = Y6 (m/s)
Y7 = β_1	(rad)	DY7 = Y8 (rad/s)
Y9 = β_2	(rad)	DY9 = Y10 (rad/s)
Y11 = ψ	(rad)	DY11 = Y12 (rad/s)
Y13 = θ	(rad)	DY13 = Y14 (rad/s)

```

SUBROUTINE EQSIM
COMMON T,DT,Y(20),DY(20),STIME,FTIME,NEWDT,IFWRT,N
DATA RK1,RK2,RK5,RK6,RC1,RC2,RK9,RC9,RC5,RC6,RTF,RA,RM,EM2,RI1,RI2
+,RF1,RF3,RAF1,RAF3,RK3,RK4,RK7,RK8,RC3,RC4,RK10,RC10,RC7,RC8,RTR,R
+B,RM1,RIX,RIY,TD,RF2,RF4,RAF2,RAF4 /22843.8,22843.8,101920,101920,
+2167.4,2167.4,9251.7,877.8,217.,217.,1.44,1.259,1452.,185.,26.,26.
+.,2.,0.,0.,0.,31889.2,31889.2,126420.,126420.,2535.3,2535.3,17080.3
+,1357.9,254.,254.,1.44.,901,185.,195.,976.,.056,0.,0.,0.,0./
IFWRT=10
DY(1)=Y(2)
DY(2)=(-1/RM1)*((RK1+RK2+RK5+RK6)*Y(1)+(-RK1-RK2)*Y(5)+(RK1-RK2+RK
+5-RK6)*(RTF/2)*Y(7)+(RK1+RK2)*RA*Y(11)+(-RK1+RK2)*(RTF/2)*Y(13)+(R
+C1+RC2+RC5+RC6)*Y(2)+(-RC1-RC2)*Y(6)+(RC1-RC2+RC5-RC6)*(RTF/2)*Y(8
+)+(RC1+RC2)*RA*Y(12)+(-RC1+RC2)*(RTF/2)*Y(14)+(-RK5*RF1-RK6*RF2-RC
+5*(RF1-RAF1)/TD-RC6*(RF2-RAF2)/TD))
DY(3)=Y(4)
DY(4)=(-1/RM2)*((RK3+RK4+RK7+RK8)*Y(3)+(-RK3-RK4)*Y(5)+(RK3-RK4+RK
+7-RK8)*(RTR/2)*Y(9)+(-RK3-RK4)*RB*Y(11)+(-RK3+RK4)*(RTR/2)*Y(13)+(
+RC3+RC4+RC7+RC8)*Y(4)+(-RC3-RC4)*Y(6)+(RC3-RC4+RC7-RC8)*(RTR/2)*Y(
+10)+(-RC3-RC4)*RB*Y(12)+(-RC3+RC4)*(RTR/2)*Y(14)+(-RK7*RF3-RK8*RF4
+-RC7*(RF3-RAF3)/TD))
DY(5)=Y(6)
DY(6)=(-1/RM)*((-RK1-RK2)*Y(1)+(-RK3-RK4)*Y(3)+(RK1+RK2+RK3+RK4)*Y
+(5)+(-RK1+RK2)*(RTF/2)*Y(7)+(-RK3+RK4)*(RTR/2)*Y(9)+((-RK1-RK2)*RA
+(RK3+RK4)*RB)*Y(11)+((-RK1-RK2)*(RTF/2)+(RK3-RK4)*(RTR/2))*Y(13)+(
+-RC1-RC2)*Y(2)+(-RC3-RC4)*Y(4)+(RC1+RC2+RC3+RC4)*Y(6)+(-RC1+RC2)*(
+RTF/2)*Y(8)+(-RC3+RC4)*(RTR/2)*Y(10)+((-RC1-RC2)*RA+(RC3+RC4)*RB)*
+Y(12)+((-RC1-RC2)*(RTF/2)+(RC3-RC4)*(RTR/2))*Y(14))
DY(7)=Y(8)
DY(8)=(-1/RI1)*((RK1-RK2+RK5-RK6)*(RTF/2)*Y(1)+(-RK1+RK2)*(RTF/2)*
+Y(5)+(RK1+RK2+RK5+RK6)*(RTF/2)**2+RK9)*Y(7)+(RK1-RK2)*(RTF/2)*Y(1
+1)+(-RK1-RK2)*(RTF/2)**2-RK9)*Y(13)+(RC1-RC2+RC5-RC6)*(RTF/2)*Y(2
+)+(-RC1+RC2)*(RTF/2)*Y(6)+((RC1+RC2+RC5+RC6)*(RTF/2)**2-RC9)*Y(14)
+(-RK5*RF1+RK6*RF2-RC5*(RF1-RAF1)/TD+RC6*(RF2-RAF2)/TD)*(RTF/2))
DY(9)=Y(10)
DY(10)=(-1/RI2)*((RK3-RK4+RK7-RK8)*(RTR/2)*Y(3)+(-RK3+RK4)*(RTR/2)
+*Y(5)+((RK3+RK4+RK7+RK8)*(RTR/2)**2+RK10)*Y(9)+(-RK3+RK4)*RB*(RTR/
+2)*Y(11)+((-RK3-RK4)*(RTR/2)**2-RK10)*Y(13)+(RC3-RC4+RC7-RC8)*(RTR
+/2)*Y(4)+(-RC3+RC4)*(RTR/2)*Y(6)+((RC3+RC4+RC7+RC8)*(RTR/2)**2+RC1
+0)*Y(10)+(-RC3+RC4)*RB*(RTR/2)*Y(12)+((-RC3-RC4)*(RTR/2)**2-RC10)*
+Y(14)+(-RK7*RF3+RK8*RF4-RC7*(RF3-RAF3)/TD+RC8*(RF4-RAF4)/TD)*(RTR/
+2))
DY(11)=Y(12)
DY(12)=(-1/RIY)*((RK1+RK2)*RA*Y(1)+(-RK3-RK4)*RB*Y(3)+((-RK1-RK2)*
+RA+(RK3+RK4)*RB)*Y(5)+(RK1-RK2)*RA*(RTF/2)*Y(7)+(-RK3+RK4)*RB*(RTR
+/2)*Y(9)+((RK1+RK2)*RA**2+(RK3+RK4)*RB**2)*Y(11)+((RK2-RK1)*RA*(RT
+F/2)+(RK3-RK4)*RB*(RTR/2))*Y(13)+(RC1+RC2)*RA*Y(2)+(-RC3-RC4)*RB*Y
+(4)+((-RC1-RC2)*RA+(RC3+RC4)*RB)*Y(6)+((RC1-RC2)*RA*(RTF/2)*Y(8)+(-
+RC3+RC4)*RB*(RTR/2)*Y(10)+((RC1+RC2)*RA**2+(RC3+RC4)*RB**2)*Y(12)+
+((-RC1+RC2)*RA*(RTF/2)+(RC3-RC4)*RB*(RTR/2))*Y(14))
DY(13)=Y(14)
DY(14)=(-1/RIX)*((-RK1+RK2)*(RTF/2)*Y(1)+(-RK3+RK4)*(RTR/2)*Y(3)+(-
+RK1-RK2)*(RTF/2)+(RK3-RK4)*(RTR/2))*Y(5)+((-RK1-RK2)*(RTF/2)**2-R
+K9)*Y(7)+((-RK3-RK4)*(RTR/2)**2-RK10)*Y(9)+((-RK1+RK2)*RA*(RTF/2)+
+(RK3-RK4)*RB*(RTR/2))*Y(11)+(-RC1+RC2)*(RTF/2)*Y(2)+(-RC3+RC4)*(RT
+R/2)*Y(4)+((-RC1-RC2)*(RTF/2)+(RC3-RC4)*(RTR/2))*Y(6)+((-RC1+RC2)*(
+F/2)**2-RC9)*Y(8)+((-RC3-RC4)*RB*(RTR/2)**2-RC10)*Y(10)+((-RC1+RC2
+)*RA*(RTF/2)+(RC3-RC4)*RB*(RTR/2))*Y(12)+((RC1+RC2)*(RTF/2)**2+(RC
+3+RC4)*(RTR/2)**2+RC9+RC10)*Y(14))
RETURN
END

```

APÊNDICE F

CONFIGURAÇÃO FINAL DO VEÍCULO 4 x 4 OTIMIZADO (EJEY)

Após diversas tentativas em computador, onde se variou seletivamente os parâmetros das curvas de mola e amortecimento do veículo, obteve-se a configuração mostrada na listagem abaixo. Nesta primeira listagem constam também:

- identificação do terreno: 1,70 in rms, 301 ft. comprimento
- velocidade do veículo: 20 mph
- ponto onde se dá o início dos cálculos de potência absorvida: 0 ft
- identificação do veículo: EJEY

Do bloco final da saída do programa ($T = 10$ s) observa-se que o nível da potência absorvida no motorista, para 20 mph em terreno de 1,70 in rms de rugosidade, é de 11,1 W. A velocidade para 6W nesse terreno é de 16 mph.

São mostradas também as listagens dos veículos utilizados para a comparação de desempenho: EMT, M151 e EJEY-SDI. Este último possui basicamente as mesmas características do modelo de eixos rígidos (EJEY) embora possua a suspensão dianteira independente. O efeito dessa alteração na suspensão dianteira é comentado no corpo desse trabalho.

TERRAIN PROFILE ID
 APG COURSE 12, 301 FEET LONG (1.70 IN. RMS)

TIME VELOCITY PROFILE ID
 CONSTANT VELOCITY OF 20.00(MPH) 352.00(IN/SEC)

START OF ABSORBED POWER 0.(FEET) NUMBER OF VEHICLES 1
 VEHICLE ID FOR VEHICLE NO. 1
 JEEP ENGESA EE 12 * CALCULO DE SUSPENSÃO E ANALISE DE PERFORMANCE *

FRONT AND REAR OF VEHICLE (INS) 67.1000 -56.1000
 VEHICLE TYPE WHEEL GROSS VEHICLE WEIGHT 4011.LBS
 MOMENT OF INERTIA ABOUT C-G 9676.LBS-SEC.2-IN
 DRIVER HOR. POSITION FROM G-G -7.IN DRIVER WEIGHT 0. LBS

	WHEEL- 1	WHEEL- 2
SUSPENSION TYPE/NUMBER	INDP-1	INDP-2
SUSPENSION SPRING NUMBER	1	2
WHEEL/AXLE ASSAMBLY WEIGHT (LBS)	225.00	182.00
HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	49.60	-35.50
WHEEL RADII (IN)	15.35	15.35
WHEEL DEFLECTION (IN)	1.54	1.54
WHEEL FORCES (LBS) DEFLECTION	893.90	1114.00

HEIGHT OF C-G OF (IN) 31.4

SPRING		SPRING	
	1		2
DEFL. (IN)	FORCE (LBS)	DEFL. (IN)	FORCE (LBS)
-1.00	-20000.	-1.00	-20000.
0.0	-449.	0.0	-366.
0.60	3.	0.60	71.
1.20	205.	1.20	287.
7.80	1067.	7.80	1490.
9.20	2018.	9.20	2126.
9.80	4081.	9.80	3109.
10.80	20000.	10.80	20000.

DAMPER		DAMPER	
	1		2
RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)	RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)
-100.00	-499.	-100.00	-669.
-40.00	-407.	-40.00	-547.
0.0	0.	0.0	0.
40.00	271.	40.00	494.
100.00	332.	100.00	605.

INITIAL CONDITIONS (Z) 0 23
 -0.62754D+01 0.28710D-04 -0.15380D+01 -0.15396D+01
 DATE (X_C) (θ) TIME (X₁) PAGE NO. (X₂) 2

T= 0.0 X= -2.558(FT) PWR= 0.0 AVG PWR= 0.0

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-6.28	0.00	-1.54	-1.54	-6.28
VELOC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
ACCEL	-0.00	0.00	0.00	0.00	0.0
RMSACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
MINACC	-0.00	0.0	0.0	0.0	0.0
MAXACC	0.0	0.00	0.00	0.00	0.0
DEFLEC			4.74	4.74	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-1.54	-1.54	
PROFIL			0.0	0.0	

T= 10.300 X= 299.575(FT) PWR= 1.581 AVG PWR= 11.117

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-88.02	0.06	-82.08	-82.95	-88.42
VELOC	9.19	-0.75	-6.69	63.77	14.46
ACCEL	0.44	-6.45	0.44	2.29	0.24
RMSACC	0.37	5.43	1.84	1.78	0.41
MINACC	-2.33	-16.87	-9.68	-11.52	-2.07
MAXACC	1.84	20.85	9.09	12.36	1.72
DEFLEC			3.07	7.12	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-82.08	-82.95	
PROFIL			-80.64	-80.28	
AVG POWER 1		0.11105807D+02			

TERRAIN PROFILE ID
 APG COURSE 12, 301 FEET LONG (1.70 IN. RMS)

TIME VELOCITY PROFILE ID
 CONSTANT VELOCITY OF 20.00(MPH) 352.00(IN/SEC)

START OF ABSORBED POWER 0.(FEET) NUMBER OF VEHICLES 1
 VEHICLE ID FOR VEHICLE NO. 1
 M151A2 JEEP (WITH WES MEASURED SUSPENSIONS) (7 FEB 79)

FRONT AND REAR OF VEHICLE (INS) 100.0000 -110.0000
 VEHICLE TYPE WHEEL GROSS VEHICLE WEIGHT 3119.LBS
 MOMENT OF INERTIA ABOUT C-G 8636.LBS-SEC.2-IN
 DRIVER HOR. POSITION FROM G-G 0.IN DRIVER WEIGHT 0. LBS

		WHEEL- 1	WHEEL- 2
+	SUSPENSION TYPE/NUMBER	INDP-1	INDP-2
	SUSPENSION SPRING NUMBER	1	2
	WHEEL/AXLE ASSMBLY WEIGHT (LBS)	104.22	104.22
	HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	37.50	-42.50
	WHEEL RADII (IN)	14.25	14.25
	WHEEL DEFLECTION (IN)	0.89	0.89
	WHEEL FORCES (LBS) DEFLECTION	600.00	600.00

HEIGHT OF C-G OF (IN) 20.0

	SPRING		SPRING	
+	1		2	
	DEFL. (IN)	FORCE (LBS)	DEFL. (IN)	FORCE (LBS)
	-1.00	-20000.	-1.00	-20000.
	0.0	0.	0.0	0.
	0.20	120.	0.20	120.
	3.00	520.	3.00	520.
	6.40	1150.	6.40	1150.
	7.00	10000.	7.00	10000.

	DAMPER		DAMPER	
+	1		2	
	RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)	RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)
	-100.00	-203.	-100.00	-163.
	-20.40	-203.	-12.00	-163.
	0.0	0.	0.0	0.
	34.80	480.	33.60	497.
	100.00	480.	100.00	497.

INITIAL CONDITIONS (Z) 0 20
 -0.50141D+01 -0.72622D-02 -0.12193D+01 -0.10940D+01
 (X_c) (θ) (X₁) (X₂)

T= 0.0 X= -2.375(FT) PWR= 0.0 AVG PWR= 0.0

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-5.01	-0.01	-1.22	-1.09	-5.01
VELOC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
ACCEL	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.0
RMSACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
MINACC	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.0
MAXACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
DEFLEC			4.07	3.61	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-1.22	-1.09	
PROFIL			0.0	0.0	

T= 10.300 X= 299.758(FT) PWR= 0.023 AVG PWR= 12.467

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-81.92	-0.02	-81.38	-78.99	-81.92
VELOC	21.60	-0.82	2.48	75.13	21.60
ACCEL	-0.19	-2.42	0.62	-7.20	-0.19
RMSACC	0.51	6.96	2.67	5.14	0.46
MINACC	-4.06	-77.25	-21.34	-72.49	-2.52
MAXACC	5.96	56.21	18.66	41.51	3.50
DEFLEC			1.40	1.96	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-81.38	-78.99	
PROFIL			-80.64	-79.20	
AVG POWER 1		0.12454352D+02			

TERRAIN PROFILE ID
 APG COURSE 12, 301 FEET LONG (1.70 IN. RMS)

TIME VELOCITY PROFILE ID
 CONSTANT VELOCITY OF 20.00(MPH) 352.00(IN/SEC)

START OF ABSORBED POWER 0.(FEET) NUMBER OF VEHICLES 1
 VEHICLE ID FOR VEHICLE NO. 1
 CHRYSLER 1-1-1/4 TON EXPANDED MOBILITY TRUCK (EMT)

FRONT AND REAR OF VEHICLE (INS) 90.3000 -86.7000
 VEHICLE TYPE WHEEL GROSS VEHICLE WEIGHT 7200.LBS
 MOMENT OF INERTIA ABOUT C-G 30940.LBS-SEC.2-IN
 DRIVER HOR. POSITION FROM G-G 5.IN DRIVER WEIGHT 0. LBS

	WHEEL-1	WHEEL-2
SUSPENSION TYPE/NUMBER	INDP-1	INDP-2
SUSPENSION SPRING NUMBER	1	2
WHEEL/AXLE ASSAMBLY WEIGHT (LBS)	217.00	289.00
HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	69.40	-54.60
WHEEL RADII (IN)	19.55	19.55
WHEEL DEFLECTION (IN)	2.27	2.27
WHEEL FORCES (LBS) DEFLECTION	1580.00	2020.00

HEIGHT OF C-G OF (IN) 45.0

SPRING 1		SPRING 2	
DEFL. (IN)	FORCE (LBS)	DEFL. (IN)	FORCE (LBS)
-1.00	-20000.	-1.00	-20000.
0.0	-1302.	0.0	-1734.
0.74	-154.	0.87	-217.
1.50	345.	1.73	433.
12.00	2756.	12.20	3058.
13.00	4208.	13.10	5016.
14.00	8178.	14.00	10386.
15.00	20000.	15.00	20000.

DAMPER 1		DAMPER 2	
RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)	RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)
-200.00	-1600.	-200.00	-1600.
-100.00	-1200.	-100.00	-1200.
0.0	0.	0.0	0.
100.00	1200.	100.00	1200.
200.00	1600.	200.00	1600.

INITIAL CONDITIONS (Z) 0 20
 -0.87536D+01 0.79093D-02 -0.22741D+01 -0.22757D+01
 (Xc) (θ) (X1) (X2)

T= 0.0 X= -3.258(FT) PWR= 0.0 AVG PWR= 0.0

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-8.75	0.01	-2.27	-2.28	-8.72
VELOC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
ACCEL	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.0
RMSACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
MINACC	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.0
MAXACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
DEFLEC			5.93	6.91	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-2.27	-2.28	
PROFIL			0.0	0.0	

T= 10.300 X= 298.875(FT) PWR= 4.086 AVG PWR= 3.882

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-90.92	0.10	-81.08	-85.73	-90.47
VELOC	19.17	-0.09	-13.69	12.18	18.75
ACCEL	-0.07	-7.20	-1.07	1.85	-0.13
RMSACC	0.26	3.51	1.62	1.78	0.26
MINACC	-0.79	-11.30	-8.28	-9.48	-0.73
MAXACC	0.81	10.87	8.58	9.30	0.74
DEFLEC			2.96	10.60	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-81.08	-85.73	
PROFIL			-80.16	-81.84	
AVG POWER 1		0.38786272D+01			

TERRAIN PROFILE ID
 APG COURSE 12, 301 FEET LONG (1.70 IN. RMS)

TIME VELOCITY PROFILE ID
 CONSTANT VELOCITY DF 20.00(MPH) 352.00(IN/SEC)

START OF ABSORBED POWER 0.(FEET) NUMBER OF VEHICLES 1
 VEHICLE ID FOR VEHICLE NO. 1
 JEEP ENGESA EE 12 * COM SUSPENSÃO DIANTEIRA INDEPENDENTE *

FRONT AND REAR OF VEHICLE (INS) 63.9000 -59.3000
 VEHICLE TYPE WHEEL GROSS VEHICLE WEIGHT 4012.LBS
 MOMENT OF INERTIA ABOUT C-G 10927.LBS-SEC.2-IN
 DRIVER HOR. POSITION FROM G-G -4.IN DRIVER WEIGHT 0. LBS

	WHEEL-1	WHEEL-2
SUSPENSION TYPE/NUMBER	INDP-1	INDP-2
SUSPENSION SPRING NUMBER	1	2
WHEEL/AXLE ASSEMBLY WEIGHT (LBS)	120.00	182.00
HORIZONTAL DISTANCE FROM C-G (IN)	46.40	-38.60
WHEEL RADII (IN)	15.35	15.35
WHEEL DEFLECTION (IN)	1.54	1.54
WHEEL FORCES (LBS) DEFLECTION	894.00	1112.00

HEIGHT OF C-G OF (IN) 31.4

SPRING 1		SPRING 2	
DEFL. (IN)	FORCE (LBS)	DEFL. (IN)	FORCE (LBS)
-1.00	-20000.	-1.00	-20000.
0.0	-600.	0.0	-914.
0.60	-14.	0.60	-67.
1.20	238.	1.20	287.
7.80	1237.	7.80	1489.
9.20	2216.	9.20	2279.
9.80	4264.	9.80	3345.
10.80	20000.	10.80	20000.

DAMPER 1		DAMPER 2	
RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)	RATE (IN/SEC)	FORCE (LBS)
-200.00	-697.	-200.00	-1105.
-50.00	-436.	-50.00	-691.
0.0	0.	0.0	0.
50.00	436.	50.00	691.
200.00	697.	200.00	1105.

INITIAL CONDITIONS (Z) 0 23
 -0.62754D+01 -0.90999D-04 -0.15397D+01 -0.15403D+01
 (Xc) (θ) (X1) (X2)

T= 0.0 X= -2.558(FT) PWR= 0.0 AVG PWR= 0.0

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-6.28	-0.00	-1.54	-1.54	-6.28
VELOC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
ACCEL	-0.00	-0.00	0.00	0.00	0.0
RMSACC	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
MINACC	-0.00	-0.00	0.0	0.0	0.0
MAXACC	0.0	0.0	0.00	0.00	0.0
DEFLEC			4.74	4.73	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-1.54	-1.54	
PROFIL			0.0	0.0	

T= 10.300 X= 299.575(FT) PWR= 3.026 AVG PWR= 8.259

	V,C-G	PITCH	AXLE-1	AXLE-2	V,DRV
DISPL	-87.36	0.07	-81.84	-82.93	-87.62
VELOC	11.73	-0.63	-12.83	63.02	14.13
ACCEL	0.28	-8.40	1.74	2.12	0.05
RMSACC	0.35	4.93	2.02	1.62	0.37
MINACC	-1.23	-16.06	-13.60	-11.90	-1.25
MAXACC	1.43	13.39	11.55	9.91	1.57
DEFLEC			2.31	7.09	0.0
RATEDF			0.0	0.0	0.0
TIREDF			-81.84	-82.93	
PROFIL			-80.64	-80.28	
AVG POWER 1		0.82506278D+01			

PARTE IV

REFERENCIAS.

1. ROLF, R. COERMANN, "The Mechanical Impedance of the Human Body, in Sitting and Standing Position at Low Frequencies". Human Vibration Research, 1963.
2. RICHARD A. LEE and FRED PRADKO, "Analytical Analysis of Human Vibration". SAE Transactions, Vol. 77 (1968), Paper 680091.
3. DAVID E. GOLDMAN and HENNING E. von GIERKE, "The Effects of Shock and Vibration on Man". Naval Medical Research Institute, 1960.
4. FRED PRADKO and RICHARD A. LEE, "Vibration Comfort Criteria". SAE, Paper 660139, 1966.
5. Norma "MIL-STD-1472A", 15 May 1970. Págs. 128, 130, 131.
6. C. J. NUTTALL, JR. and A. A. RULA and H. J. DUGOFF, "Computer Model for Comprehensive Evaluation of Cross-Country, Vehicle Mobility". SAE Transactions, Paper 740426, 1974.
7. SIMONE MOLA, "Fundamentals of Vehicle Dynamics". General Motors Institute, 03030-104 (3-69).

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
1 - Modelo Mecânico Simples para o Corpo Humano	1
2 - Diagrama Vetorial da Força Transmitida.....	2
3 - Espectro de Densidade de Potência	3
4 - Potência Absorvida x Velocidade, Parâmetro = Rugosida de do Terreno (RMS).....	4
5 - Aceleração Vertical x Velocidade, Parâmetro = Altura do Obstáculo.....	5
6 - Velocidade x Rugosidade do Terreno, 6 Watts de Potên- cia Absorvida (EJEY).....	6
7 - Velocidade x Altura do Obstáculo, 2.5 g's de Acelera- ção Vertical (EJEY).....	7
8 - Campo de Variação das Curvas de Performance sobre Ter- renos, para 6 Watts de Potência Absorvida, Veículos sobre Rodas.....	8
9 - Campo de Variação das Curvas de Performance sobre Ter- renos, para 6 Watts de Potência Absorvida, Veículos - sobre Esteiras.....	9
10- Velocidade x Espaçamento dos Obstáculos, para uma Com- binação dos Critérios de 6 Watts de Potência Absorvi- da e 2.5 g's de Aceleração Vertical no Motorista.....	10
11- Tipos de Suspensão.....	11
12- Exemplo de Curva Força x Deflexão, para programa de Simulação.....	12
13- Exemplo de Curva Força x Velocidade, para Programa de Simulação.....	13

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
14 - Localização da Curva de Performance do Veículo Otimizado no Campo dos Veículos sobre Rodas, para 6 Watts de Potência Absorvida.....	14
15 - Comparação de Curvas de Performance, para 6 Watts de Potência Absorvida.....	15
16 - Comparação de Curvas de Performance sobre Obstáculo, para 2.5 g's no Motorista.....	16
A-1- Sistema Mecânico Simplificado Representando o Corpo Humano em pé sobre uma Plataforma Vibratória à Baixas Frequências.....	17
A-2- Diagrama Vetorial da Subtração de Impedâncias....	18
A-3- Impedância e Ângulo de Fase do 2º Sistema Massa - Mola Derivados das Curvas Experimentais $Z \times \omega$ e $\phi \times \omega$	19
B-1- Impedância para Diferentes Posturas do Corpo Humano.....	20
B-2- Ângulo de Fase para Diferentes Posturas do Corpo Humano.....	20
C-1- Curva de Conforto Constante, 6 Watts de Potência Absorvida.....	21
C-2- Curvas de Aceleração x Frequência, Parametrizadas no Tempo (Norma MIL).....	22
D-1- Modelo Físico de um Veículo com Suspensão Independente.....	23
D-2- Curvas de Ganho x Frequência dos Filtros de Butterworth.....	24
E-1- Modelo Físico de um Veículo sobre Rodas, com Suspensão de Eixos Rígidos.....	25

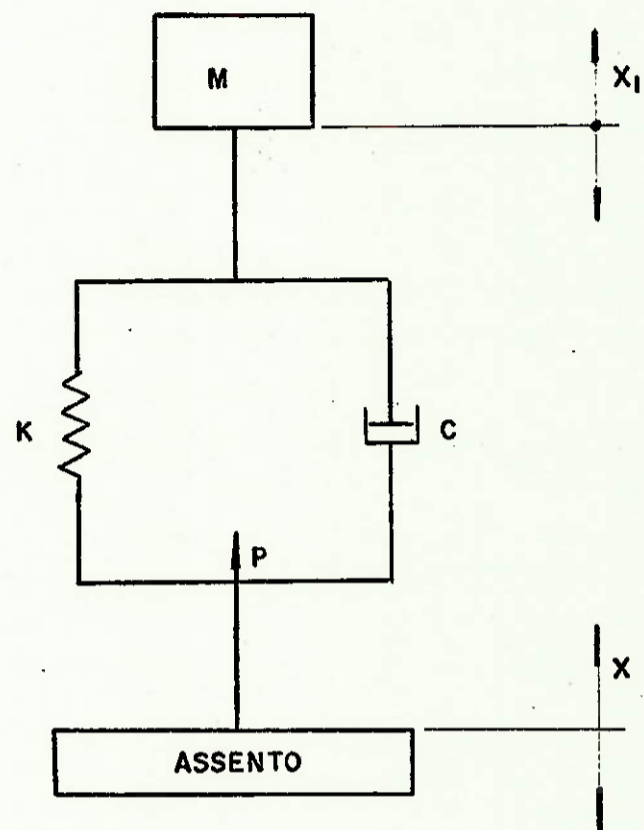


Fig.1 - Modelo Mecânico Simples para o Corpo Humano.

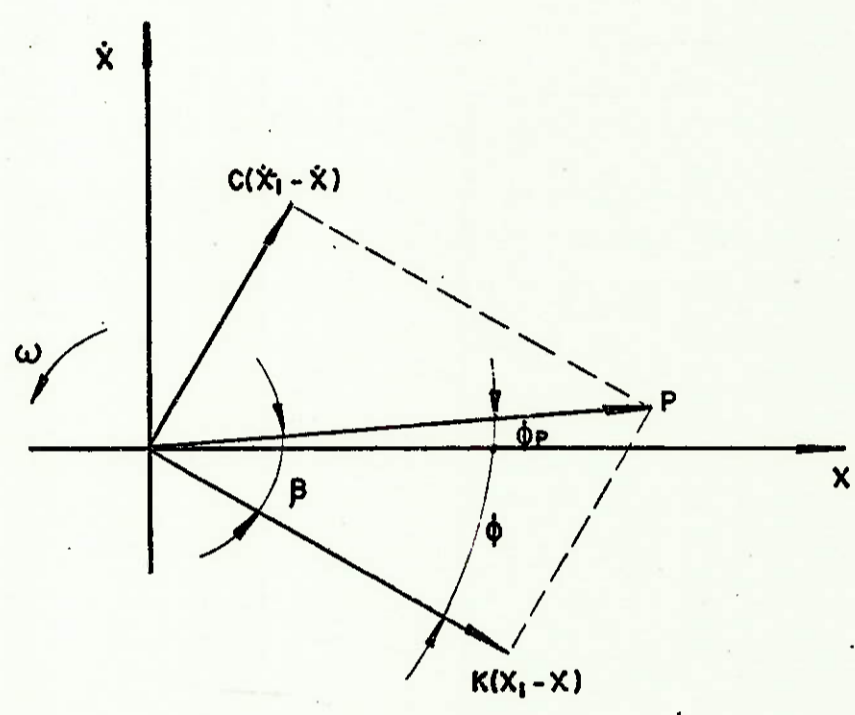


Fig.2 - Diagrama Vetorial da Força Transmitida.

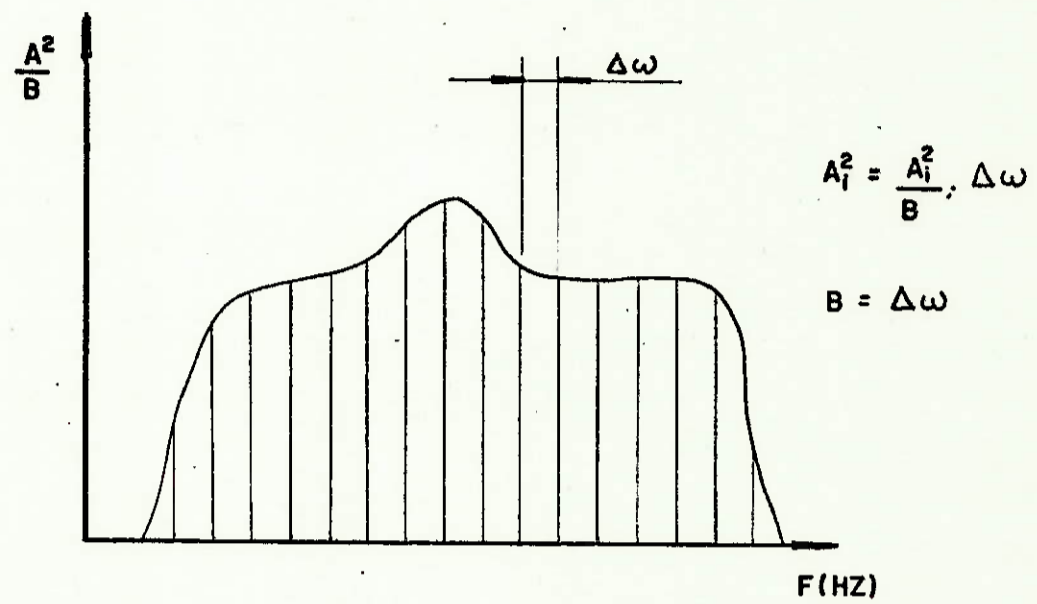


Fig.3 - Espectro de Densidade de Potência.

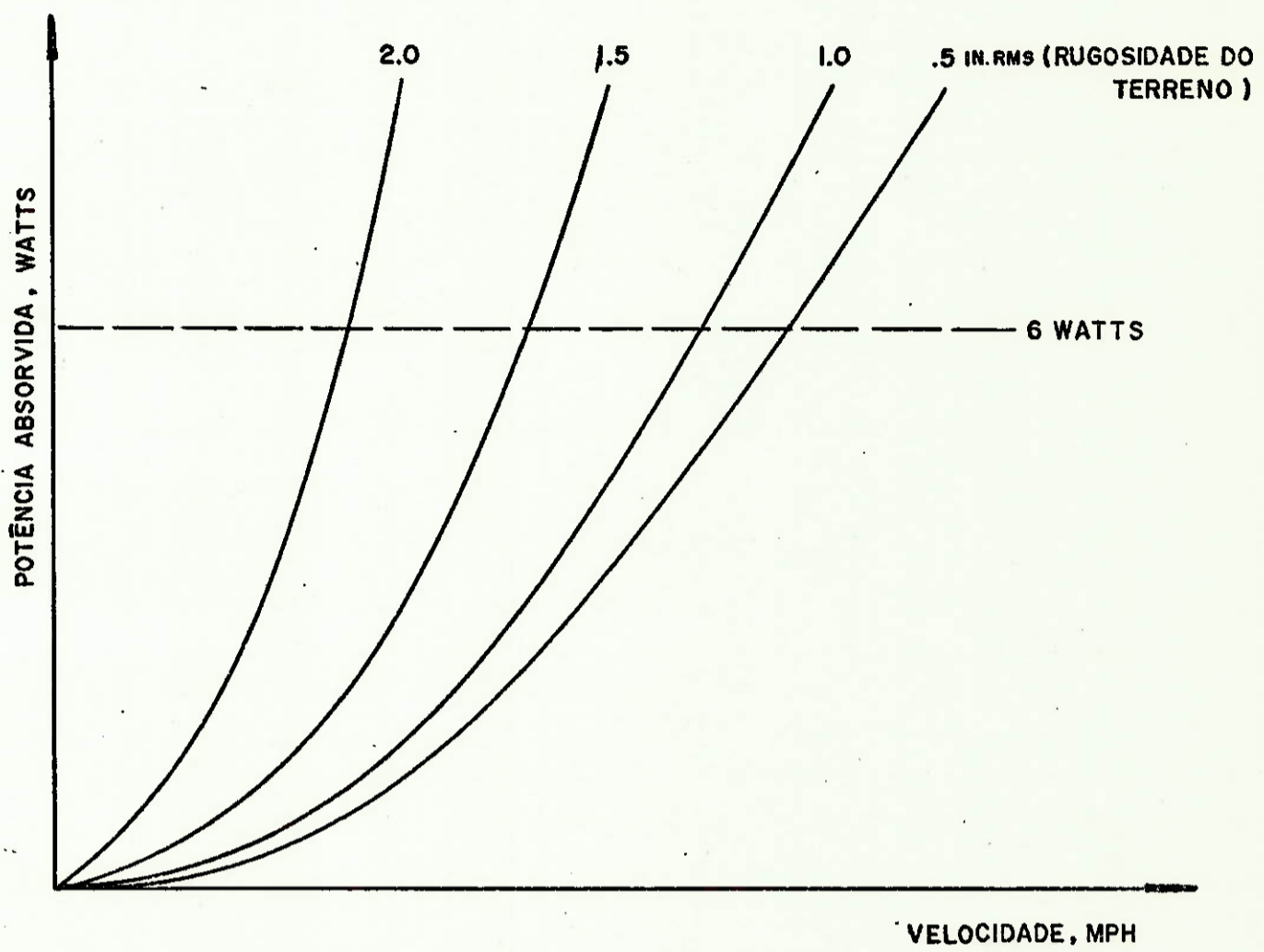


Fig.4 - Potência Absorvida x Velocidade, Parâmetro = Rugosidade do Terreno (RMS).

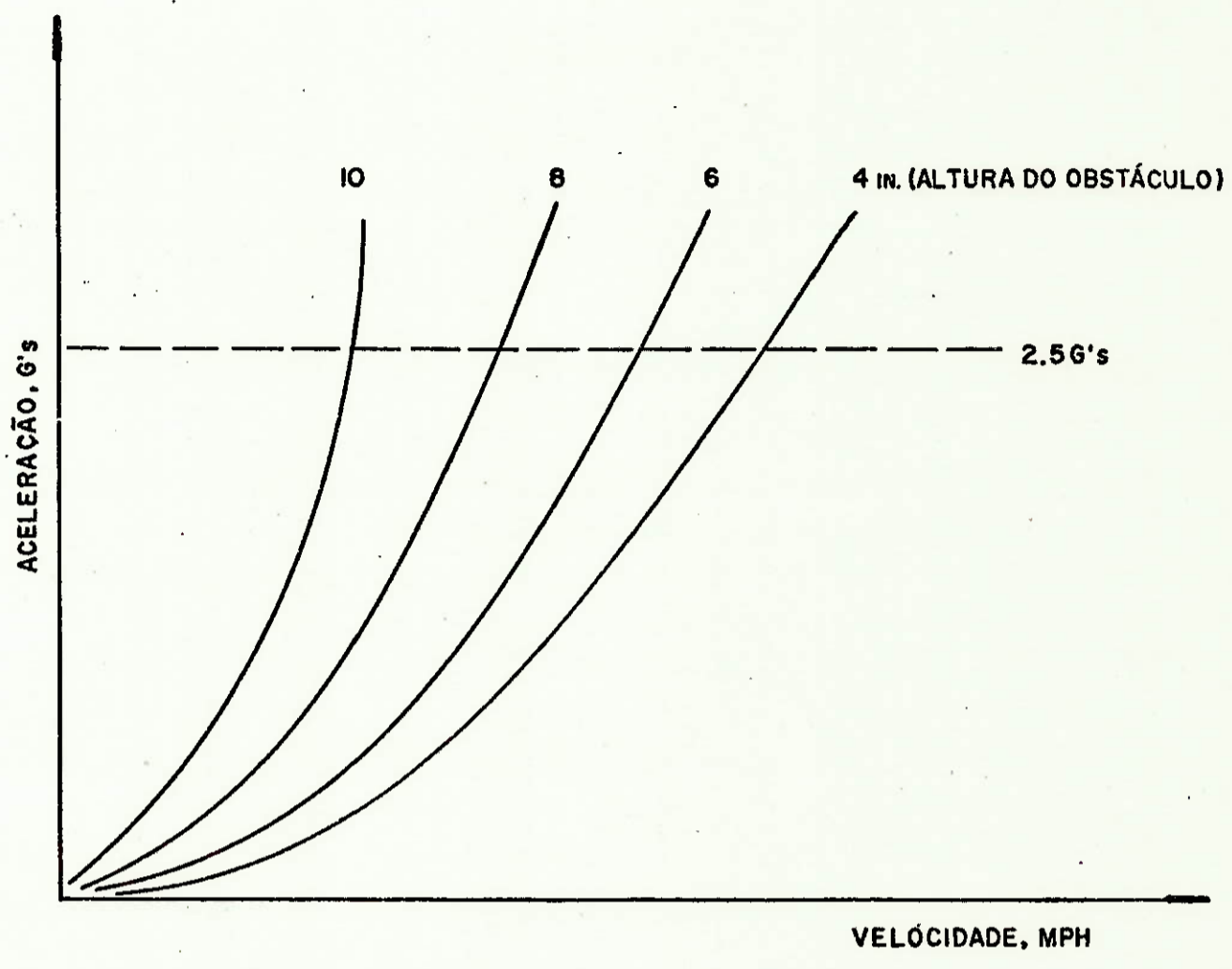


Fig.5 - Aceleração Vertical x Velocidade, Parâmetro = Altura do Obstáculo.

Fig.6 - Velocidade x Rugosidade do Terreno, 6 Watts de Potência Absorvida (EJEY)

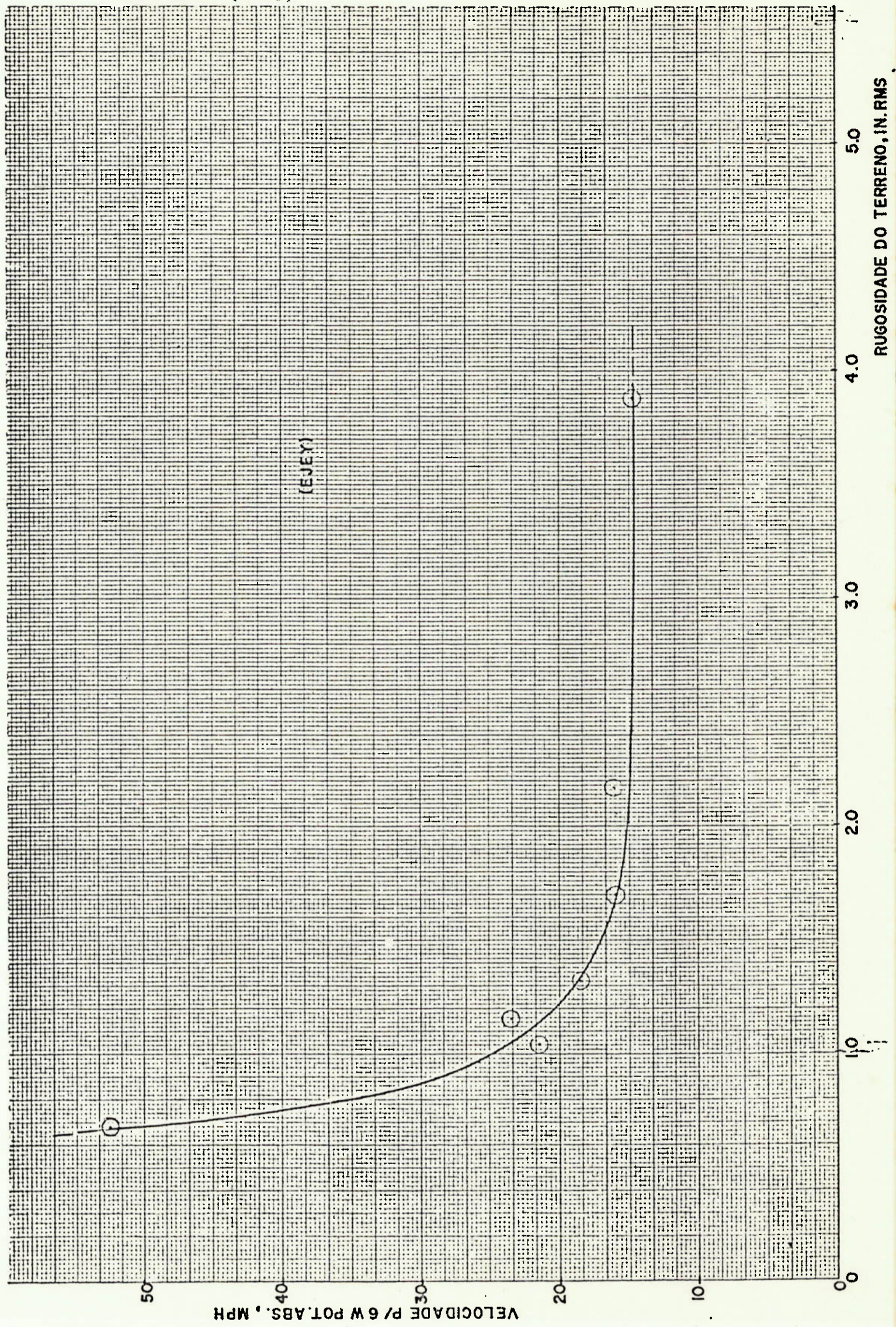
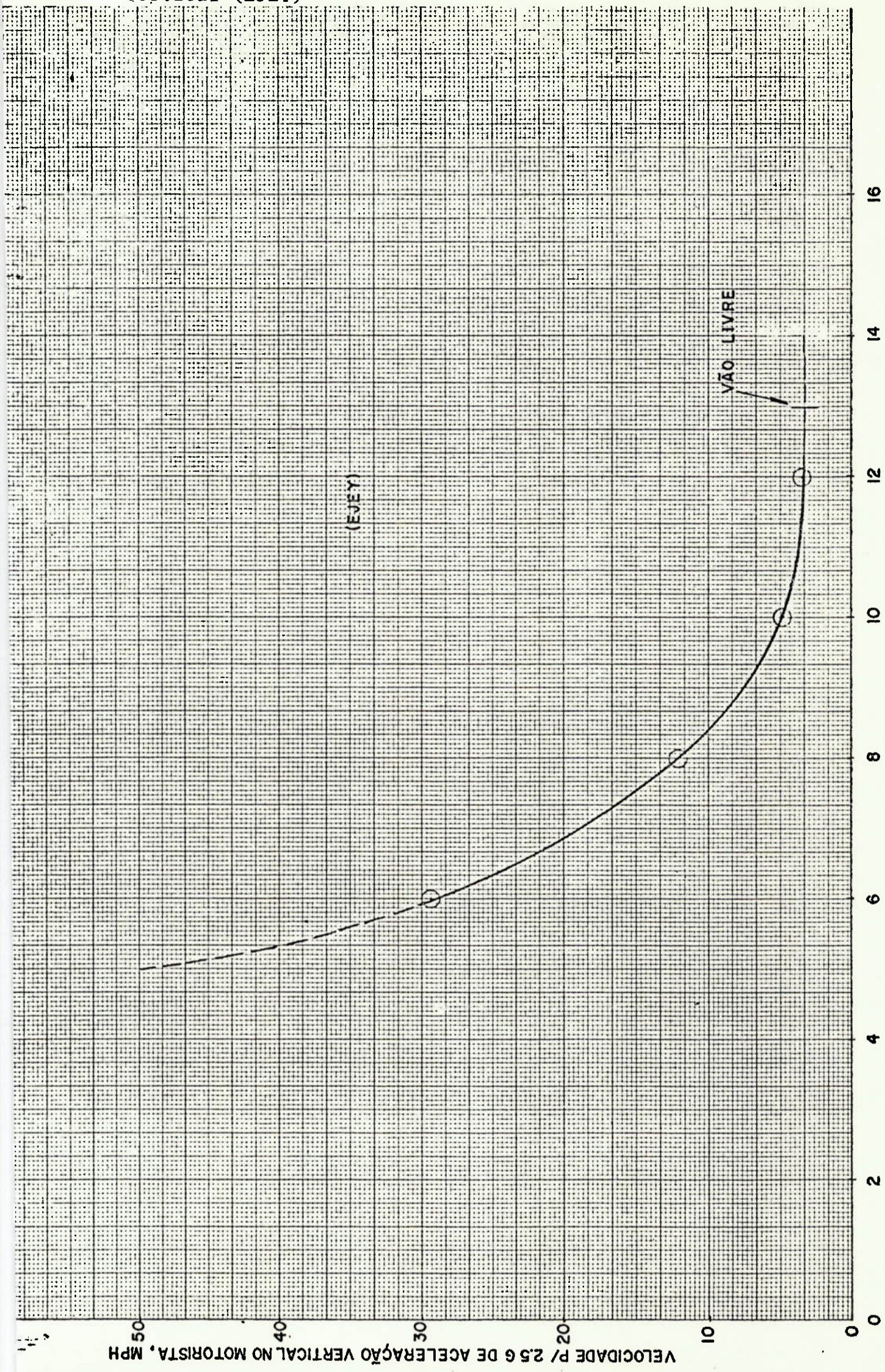


Fig.7 - Velocidade x Altura do Obstáculo, 2.5 g's de Aceleração Vertical (EJEY)



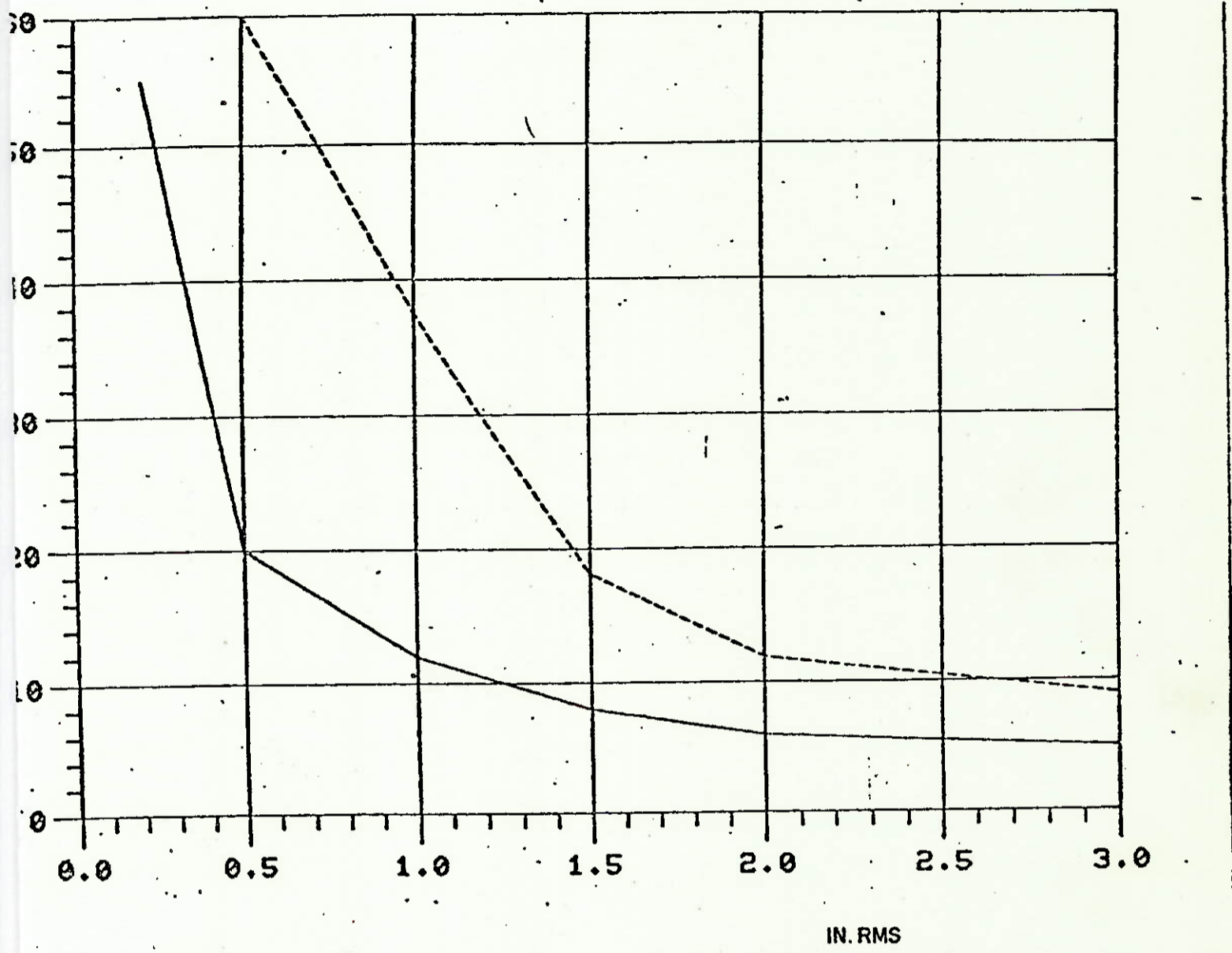


Fig8 - Campo de Variação das Curvas de Performance sobre Terrenos, para 6 Watts de Potência Absorvida, Veículos sobre Rodas.

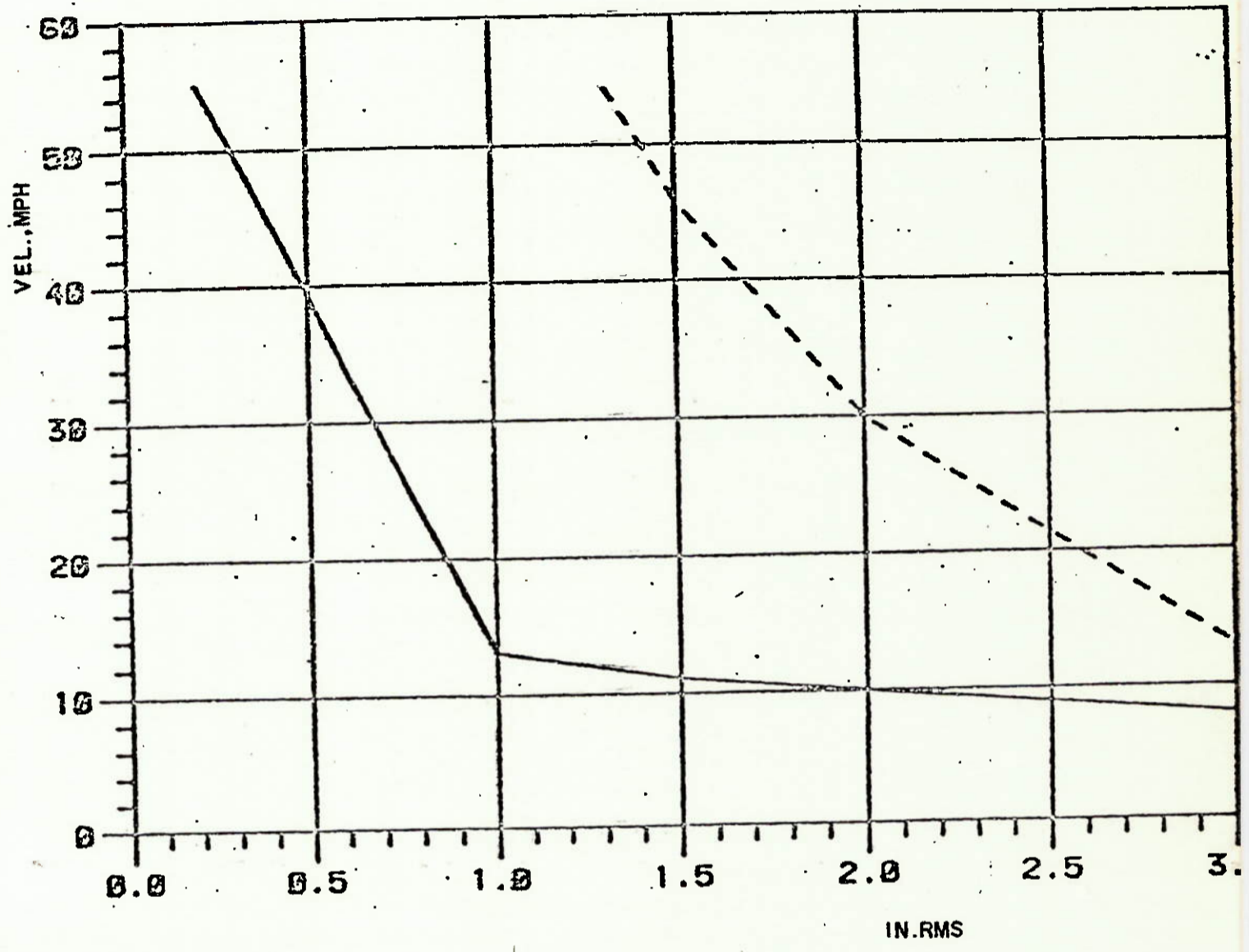


Fig. 9 - Campos de Variação das Curvas de Performance sobre Terrenos, para 6 Watts de Potência Absorvida, Veículos sobre Esteiras.

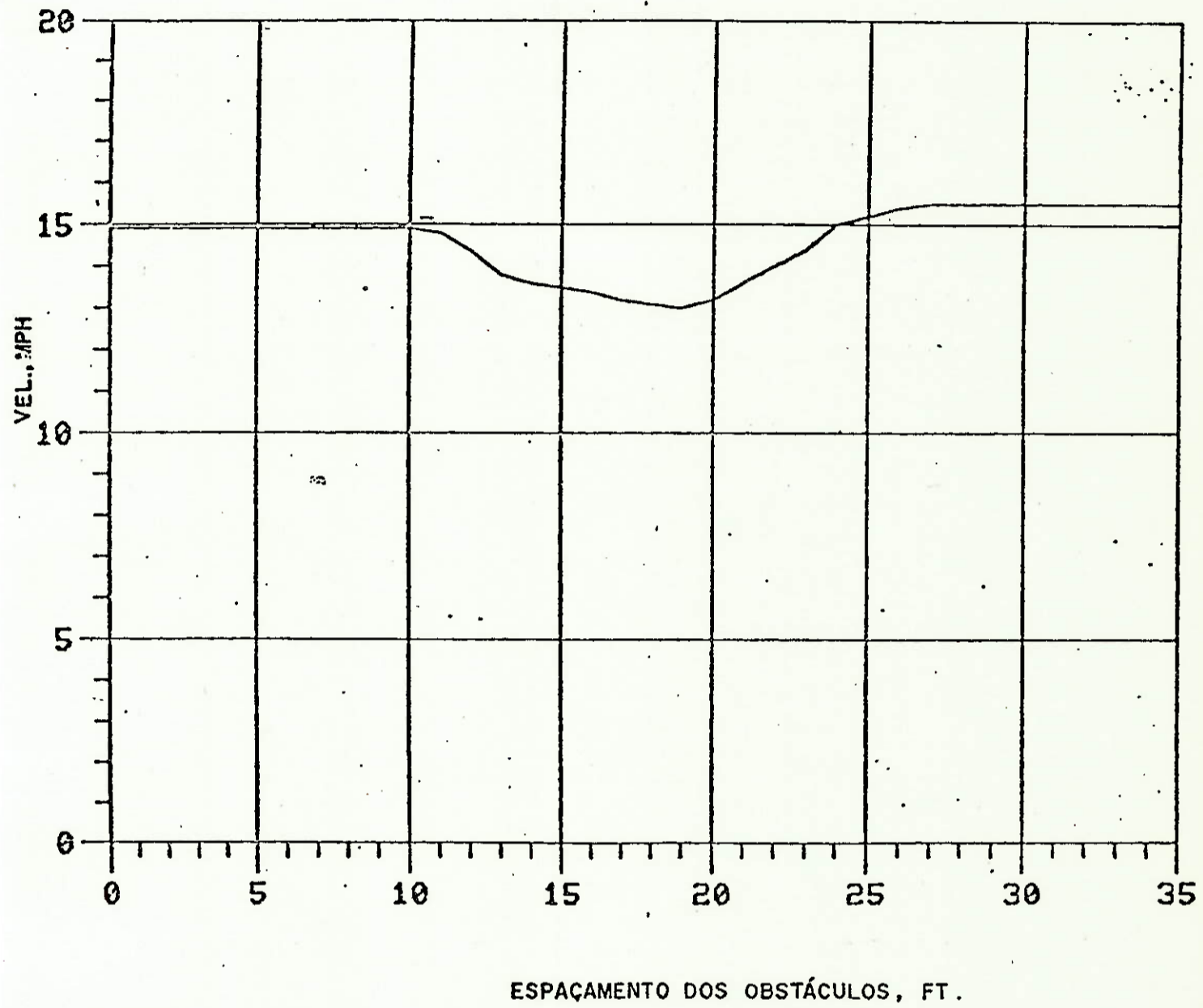
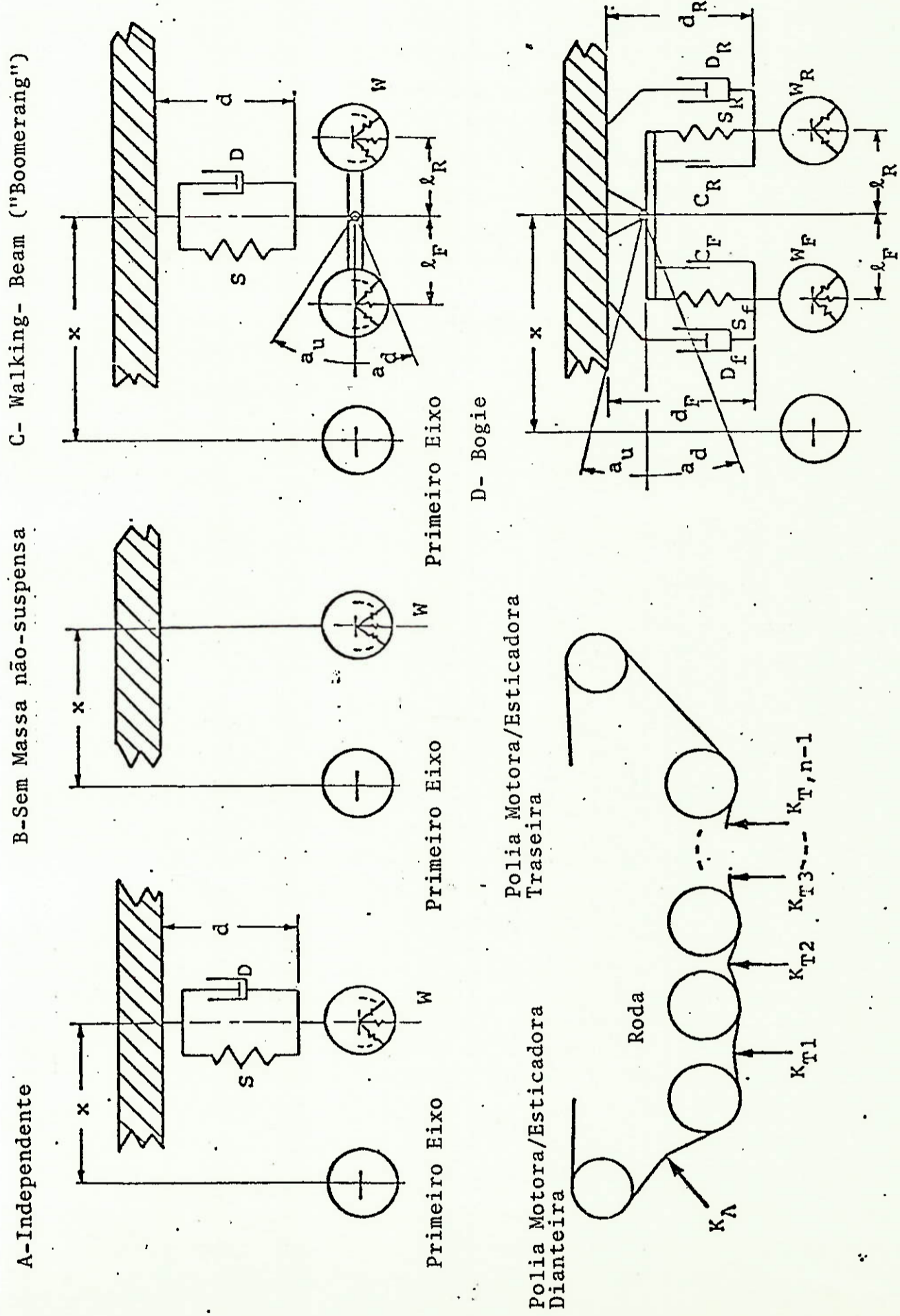


Fig.10 - Velocidade x Espaçamento dos Obstáculos, para uma .
Combinação dos Critérios de 6 Watts de Potência
Absorvida e 2.5 g's de Aceleração Vertical no Motorista.

Fig11 - Tipos de Suspensão



C- Walking- Beam ("Boomerang")

B-Sem Massa não-suspensa

A-Independente

D- Bogie

Polia Motora/Esticadora Traseira

Polia Motora/Esticadora Dianteira

Roda

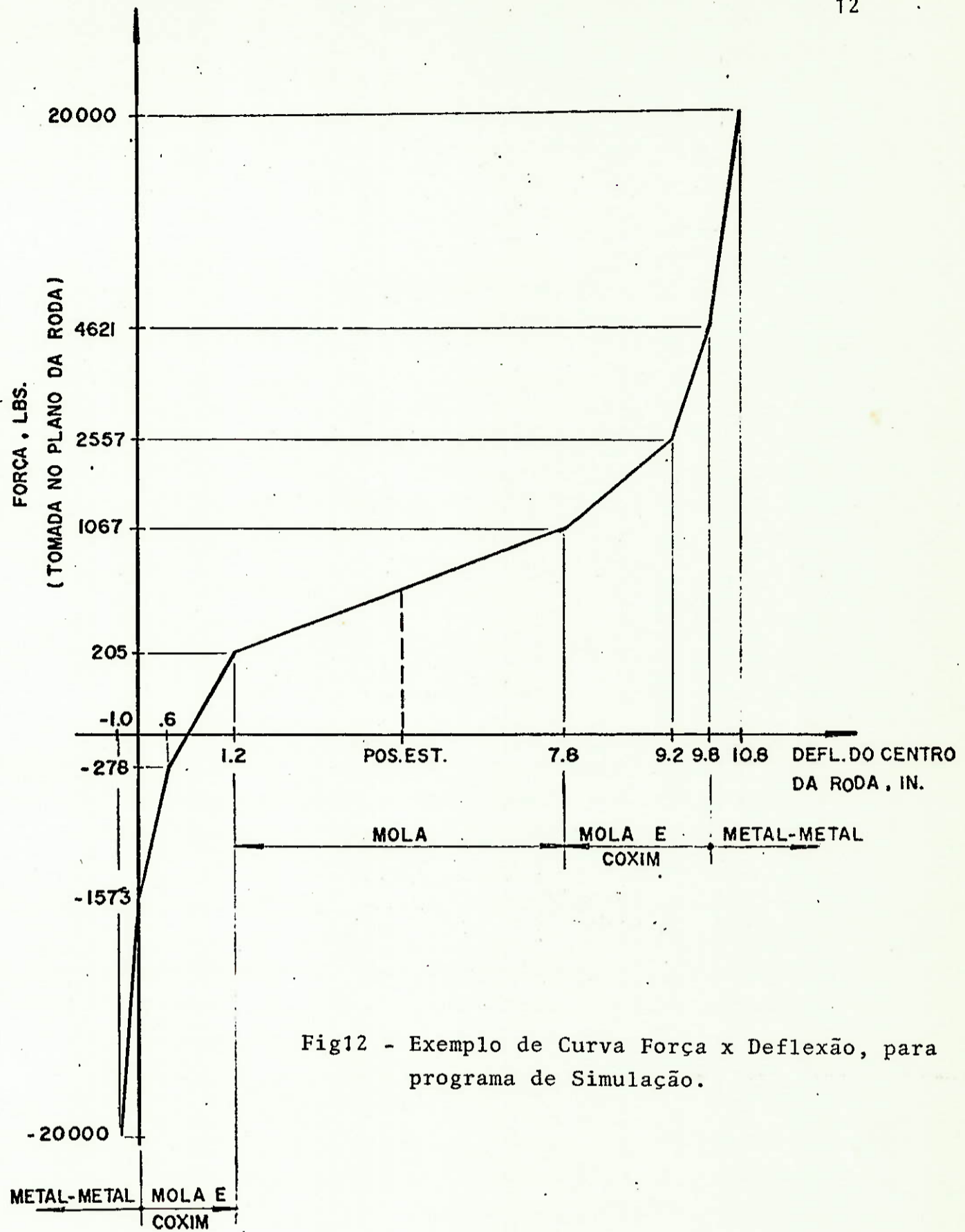


Fig12 - Exemplo de Curva Força x Deflexão, para programa de Simulação.

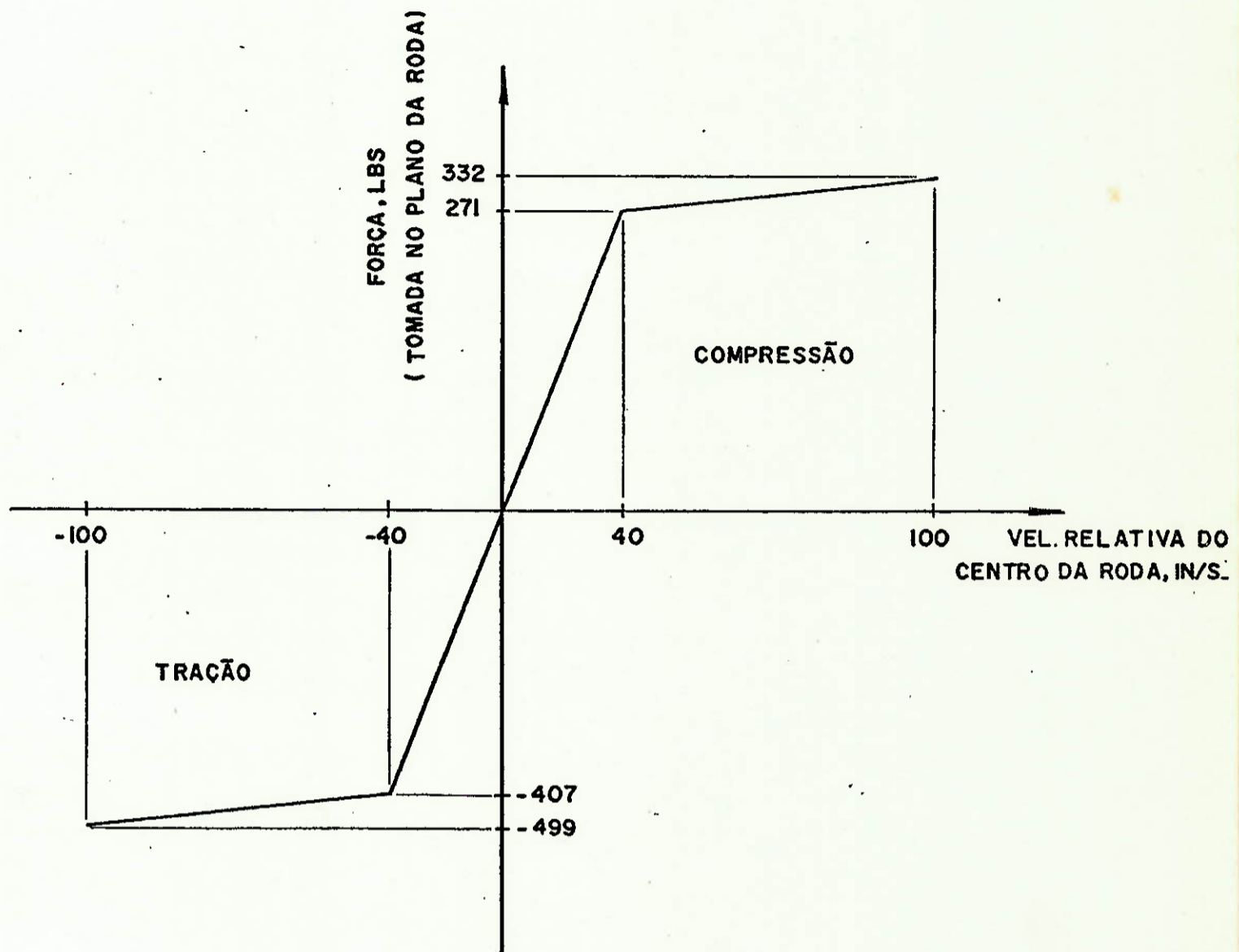


Fig13 - Exemplo de Curva Força x Velocidade, para Programa de Simulação.

Fig.14 - Localização da Curva de Performance do Veículo Otimizado no Campo dos Veículos sobre Rodas, para 6 Watts de Potência Absorvida.

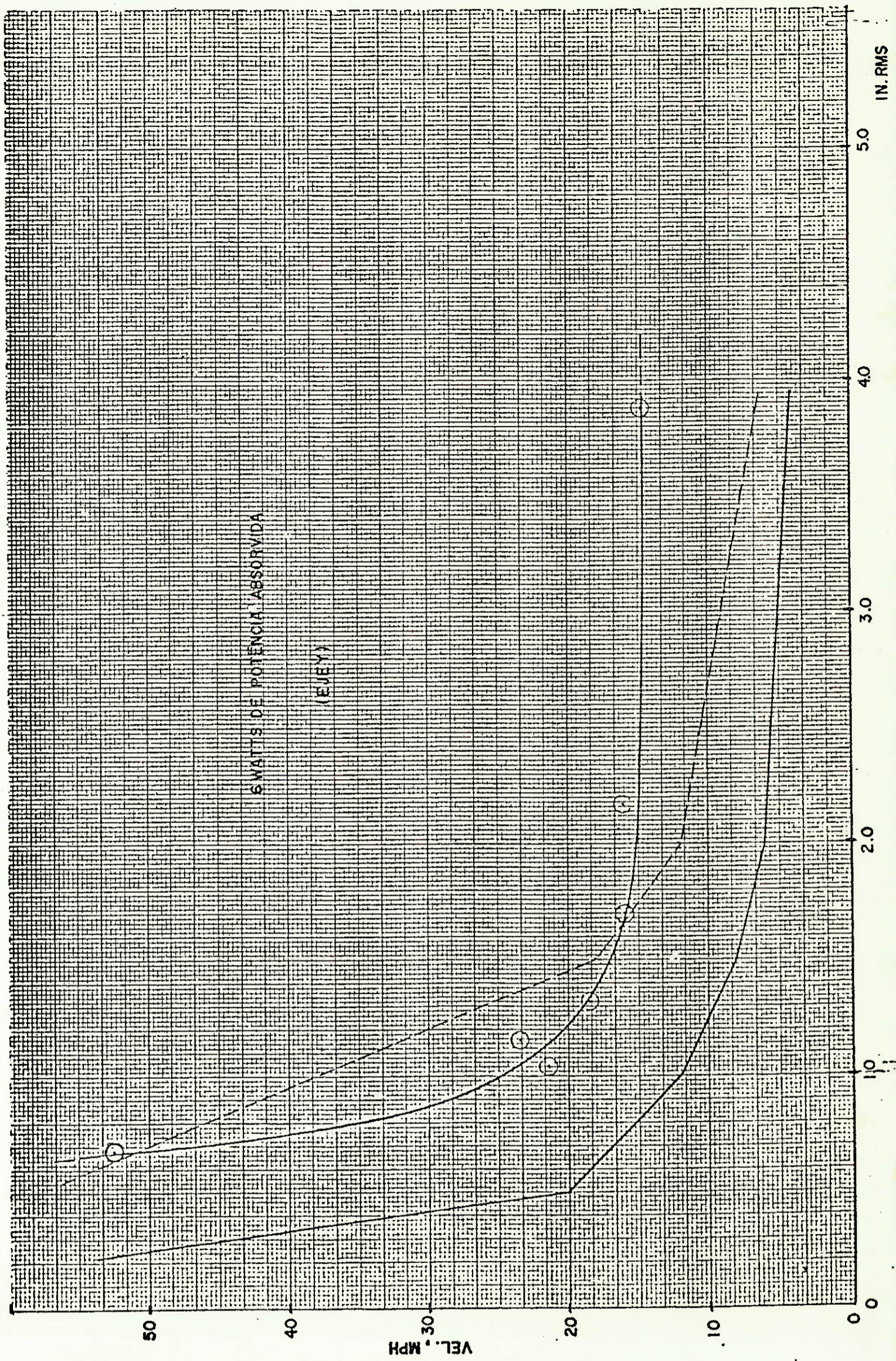


Fig.15 - Comparação de Curvas de Performance, para 6 Watts de Potência Absorvida.

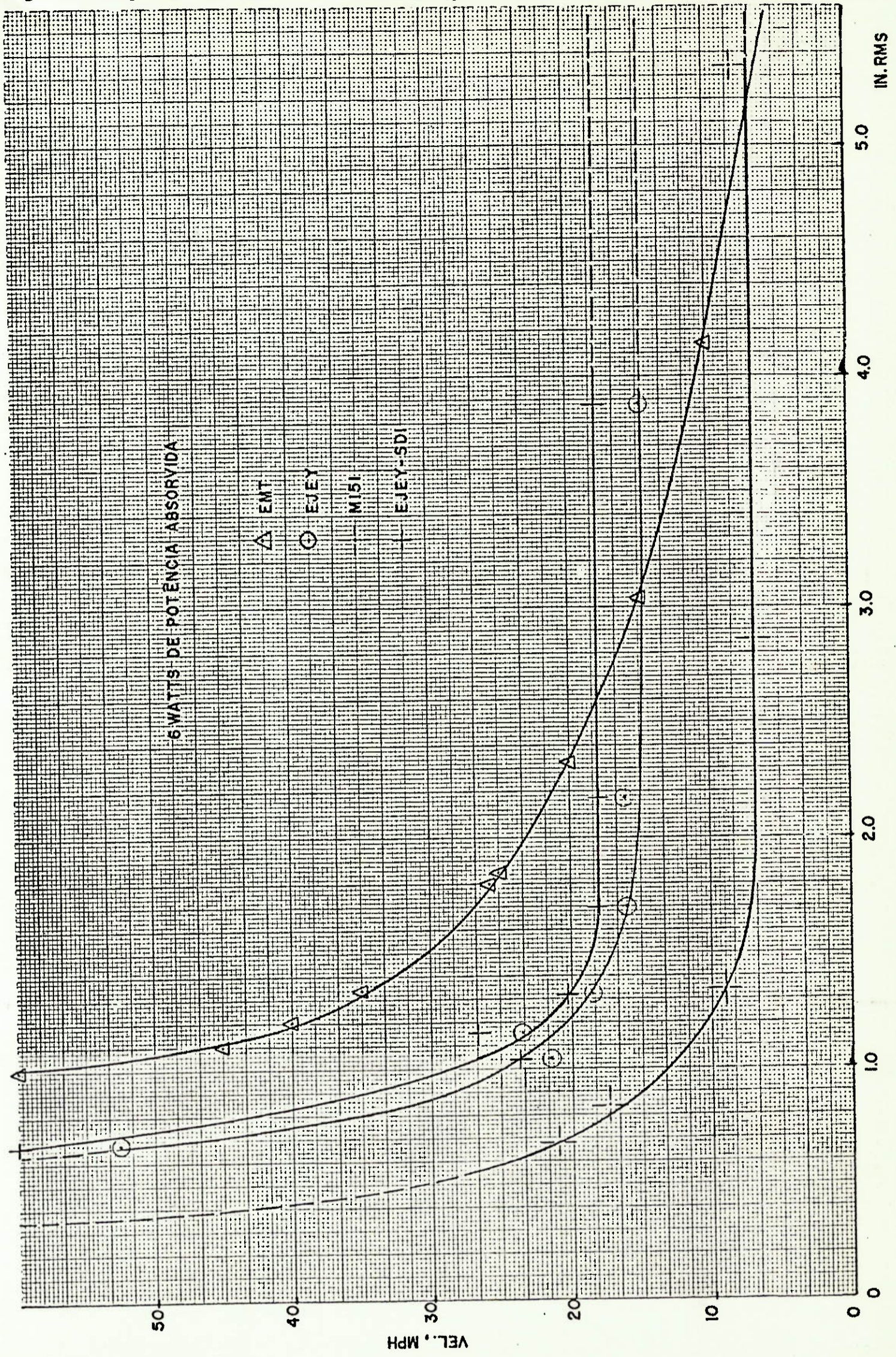
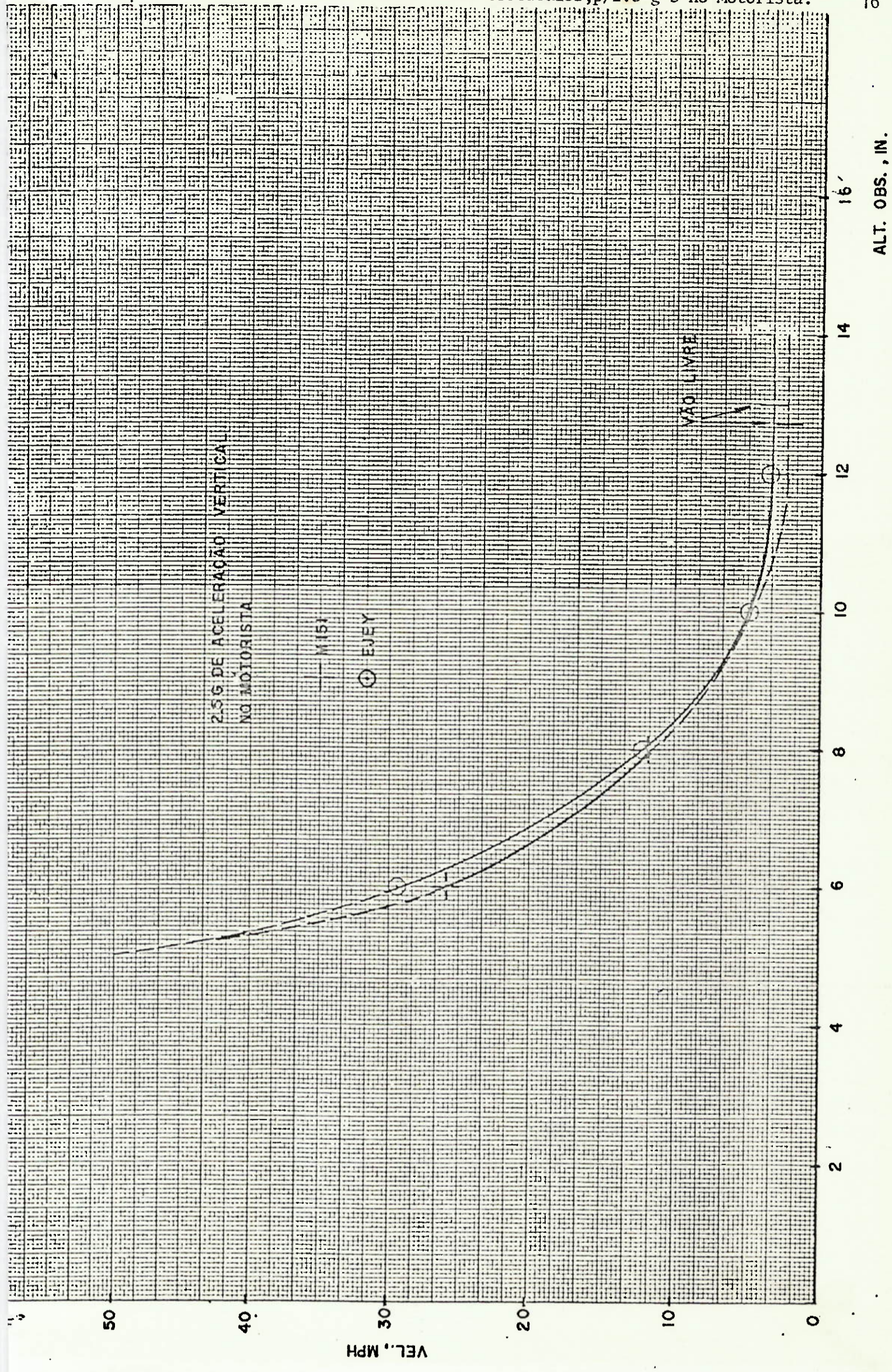


Fig.16 - Comparação de Curvas de Performance sobre Obstáculos, p/2.5 g's no Motorista.



ALT. OBS., IN.

2.5G DE ACELERAÇÃO VERTICAL NO MOTORISTA

MÃO LIVRE

EJEY

MÃO LIVRE

50

40

VEL., MPH

20

10

0

2

4

6

8

10

12

14

16'

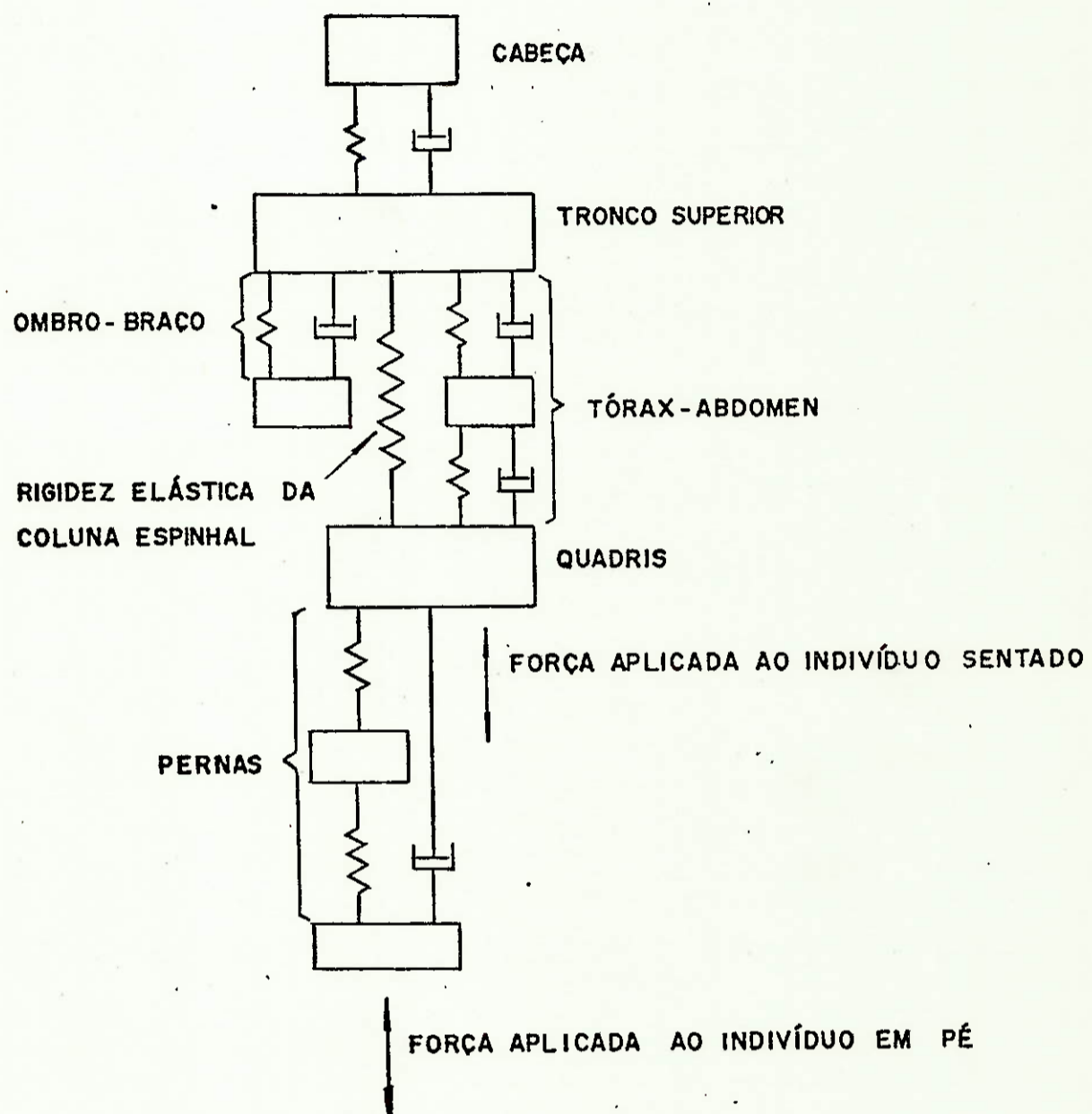
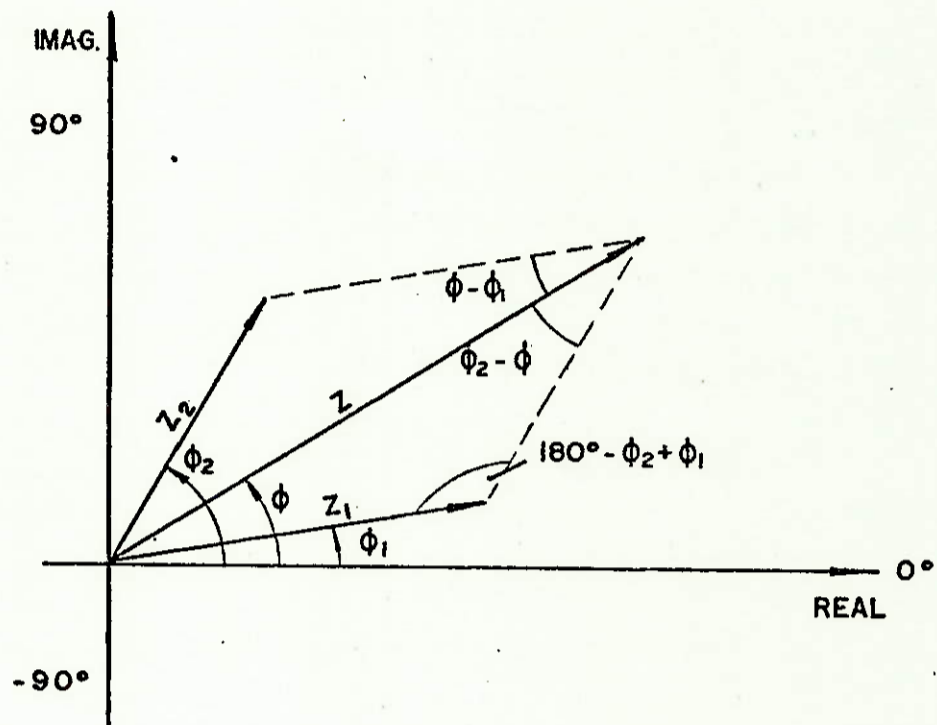


Fig.A.1- Sistema Mecânico Simplificado Representando o Corpo Humano em pé sobre uma Plataforma Vibratória à Baixas Frequências.



$$Z^2 = Z_1^2 + Z_2^2 - 2ZZ_1 \cos(\phi - \phi_1) \quad (\text{AIO})$$

$$\tan \phi_2 = \frac{\frac{Z}{Z_1} \sin \phi - \sin \phi_1}{\frac{Z}{Z_1} \cos \phi - \cos \phi_1} \quad (\text{AII})$$

Z = IMPEDÂNCIA MEDIDA

Z_1 = IMPEDÂNCIA CALCULADA P/O 1º SIST. MASSA-MOLA C/ AMORTECIMENTO

Z_2 = " " " 2º " " " " " "

Fig.A.2 - Diagrama Vetorial da Subtração de Impedâncias.

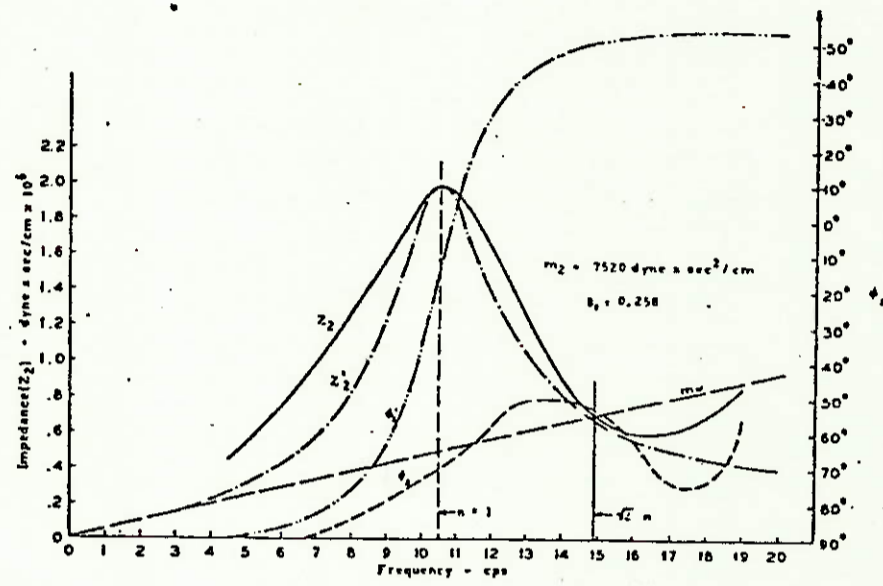


Fig.A.3 - Impedância e Ângulo de Fase do 2º Sistema
 Massa-Mola Derivados das Curvas Experimentais
 $Z \times \omega \quad \phi \times \omega$.

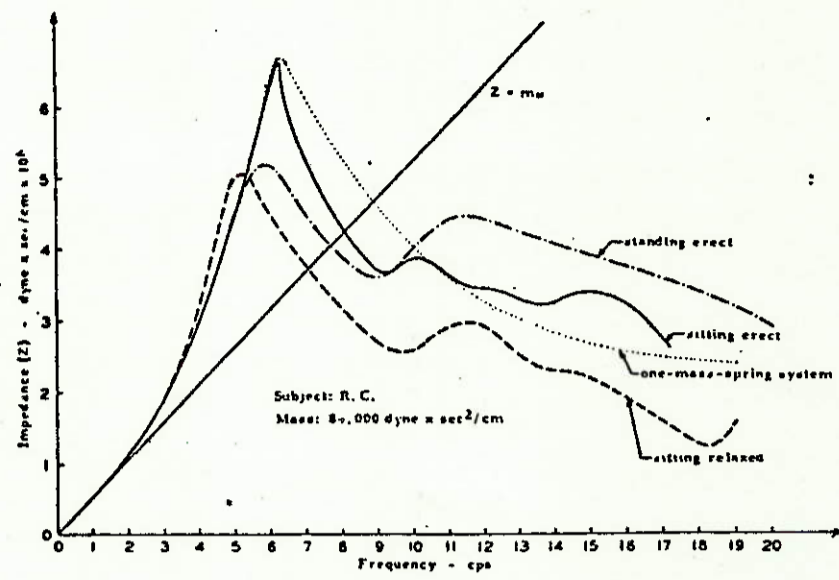


Fig.B-1 - Impedância para Diferentes Posturas do Corpo Humano.

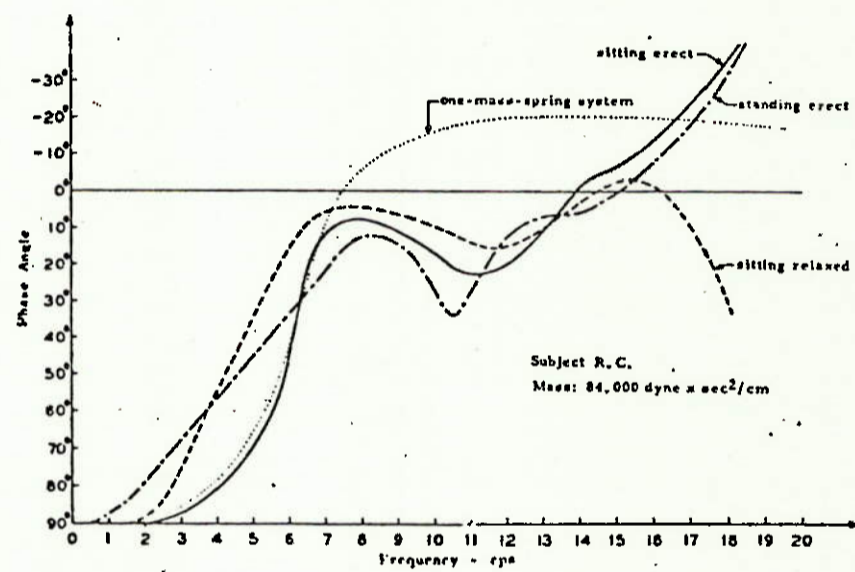


Fig.B-2 - Ângulo de Fase para Diferentes Posturas do Corpo Humano.

Fig.C.1 - Curva de Conforto Constante, 6 Watts de Potência Absorvida.

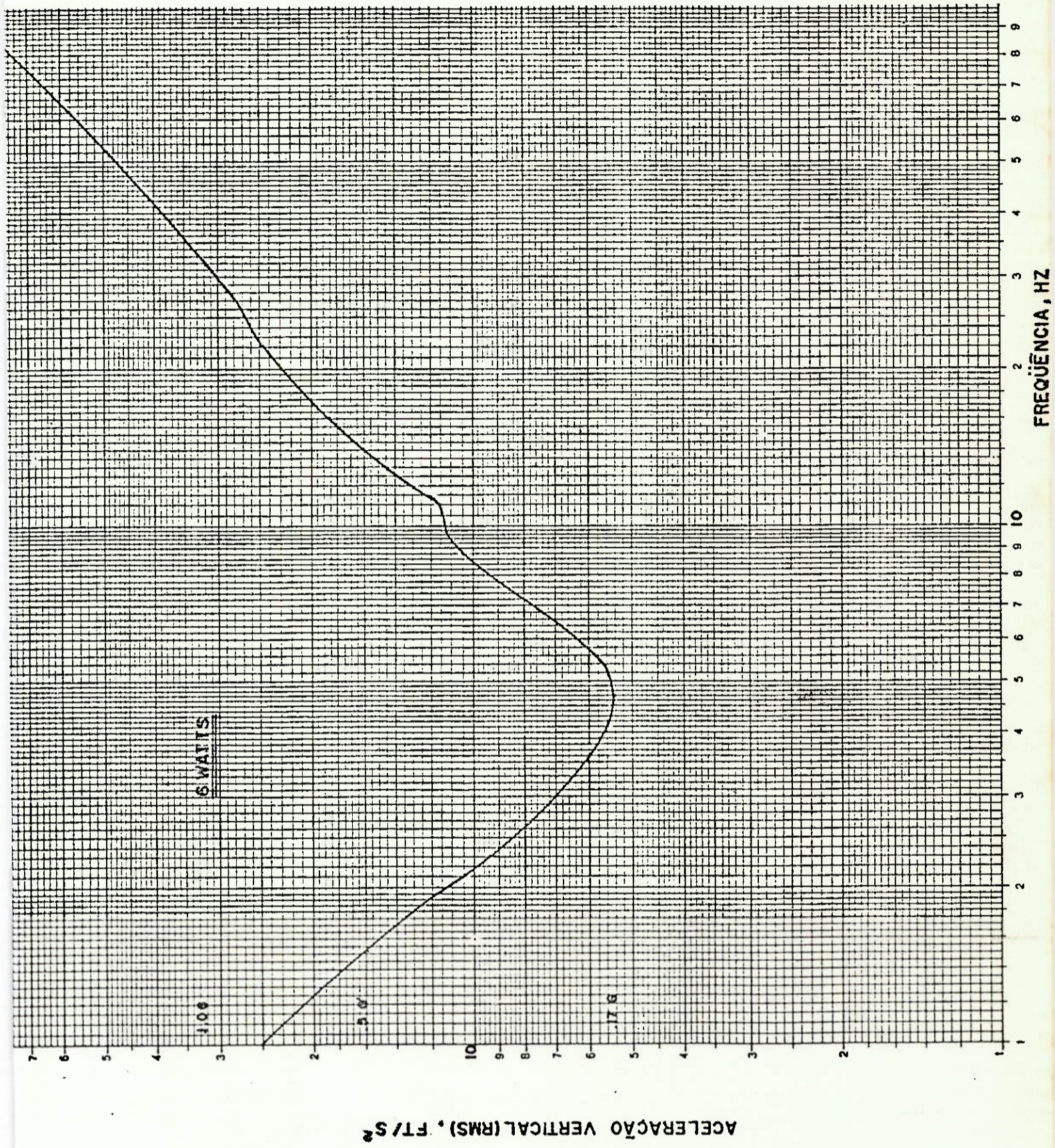
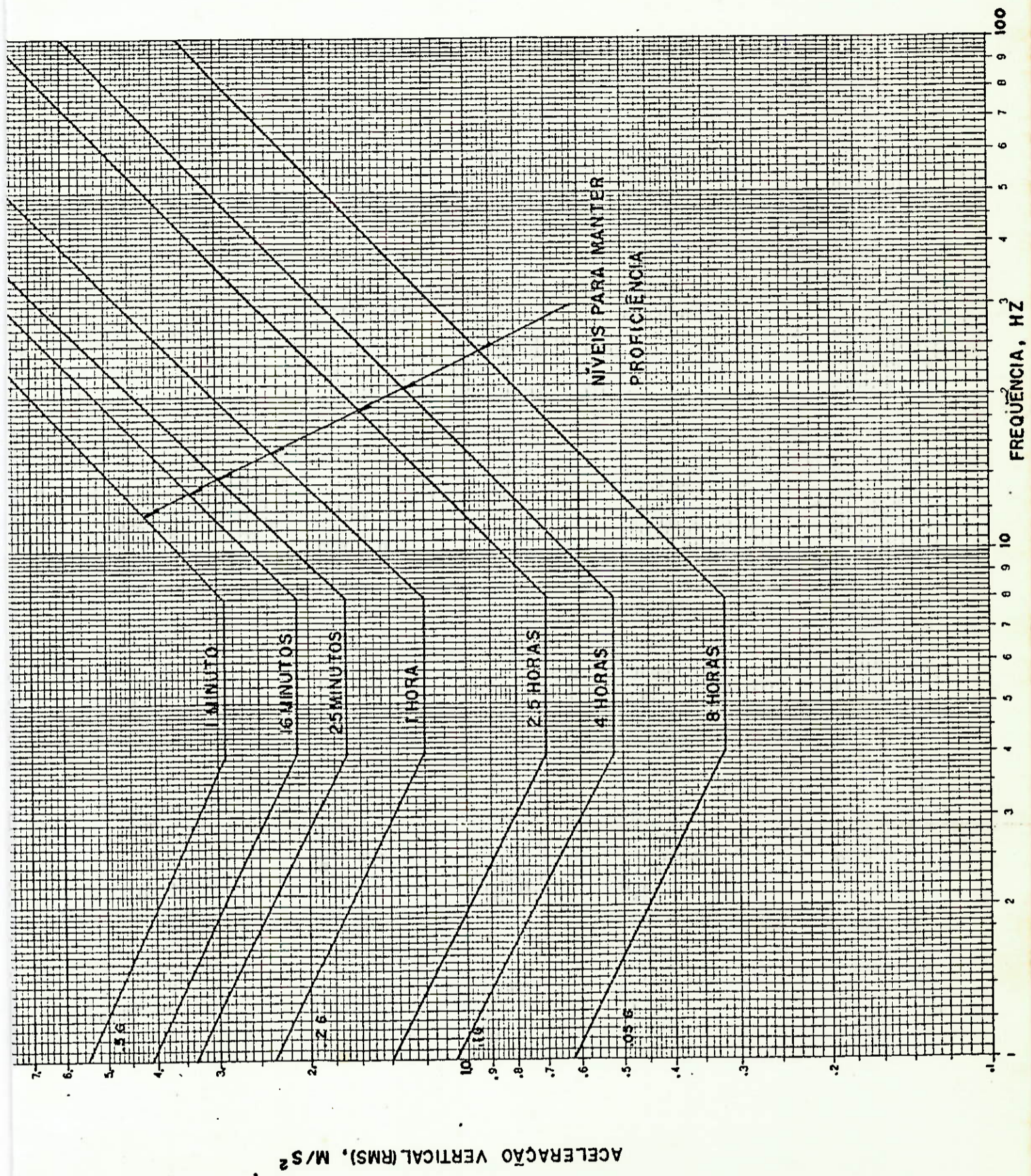


Fig.C.2 - Curvas de Aceleração x Frequencia, Parametrizadas no Tempo (Norma MIL).



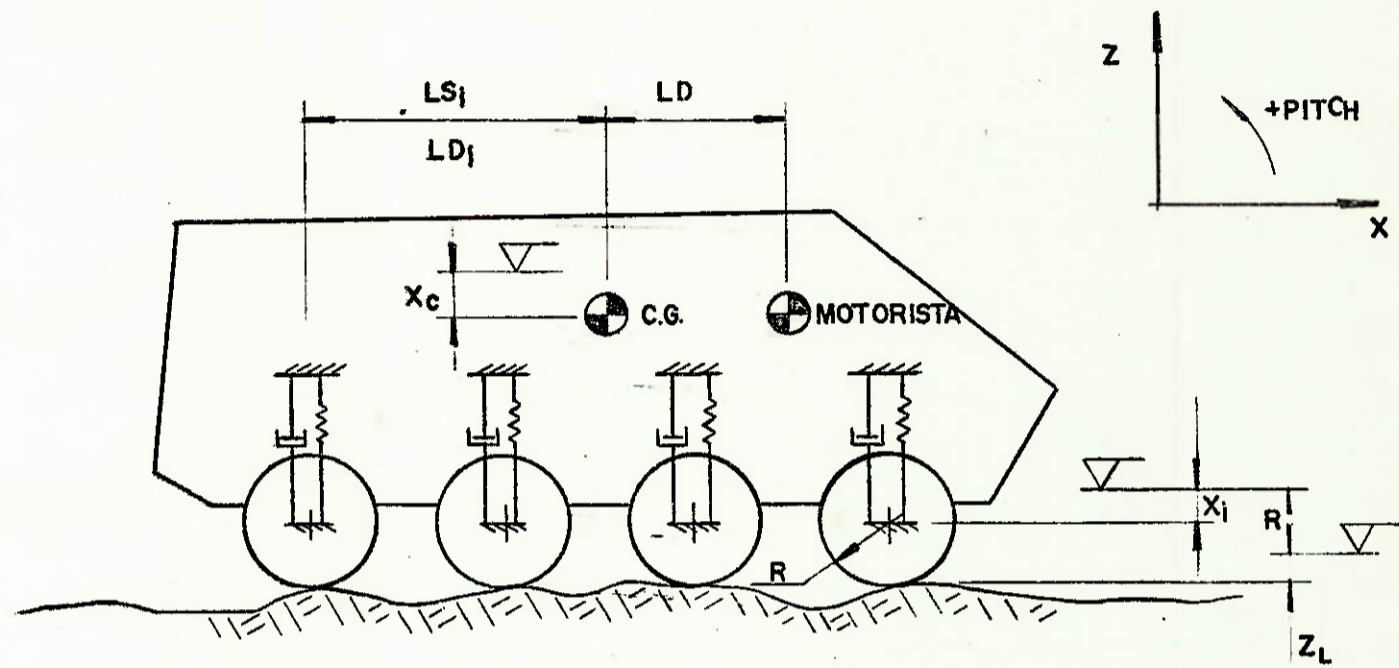


Fig.D-1 - Modelo Físico de um Veículo com Suspensão Independente.

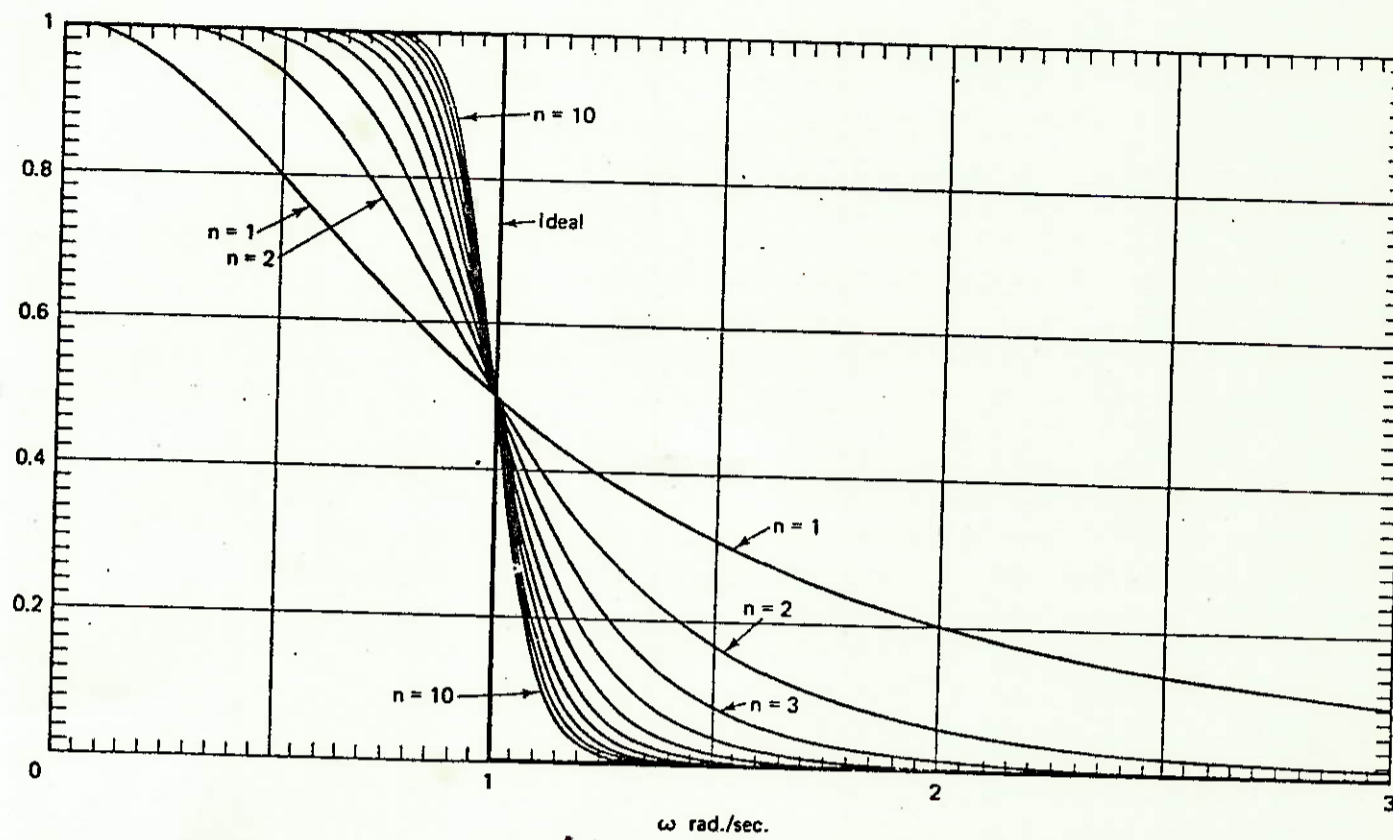


Fig. D-2 - Curvas de Ganho x Frequência dos Filtros de Butterworth.

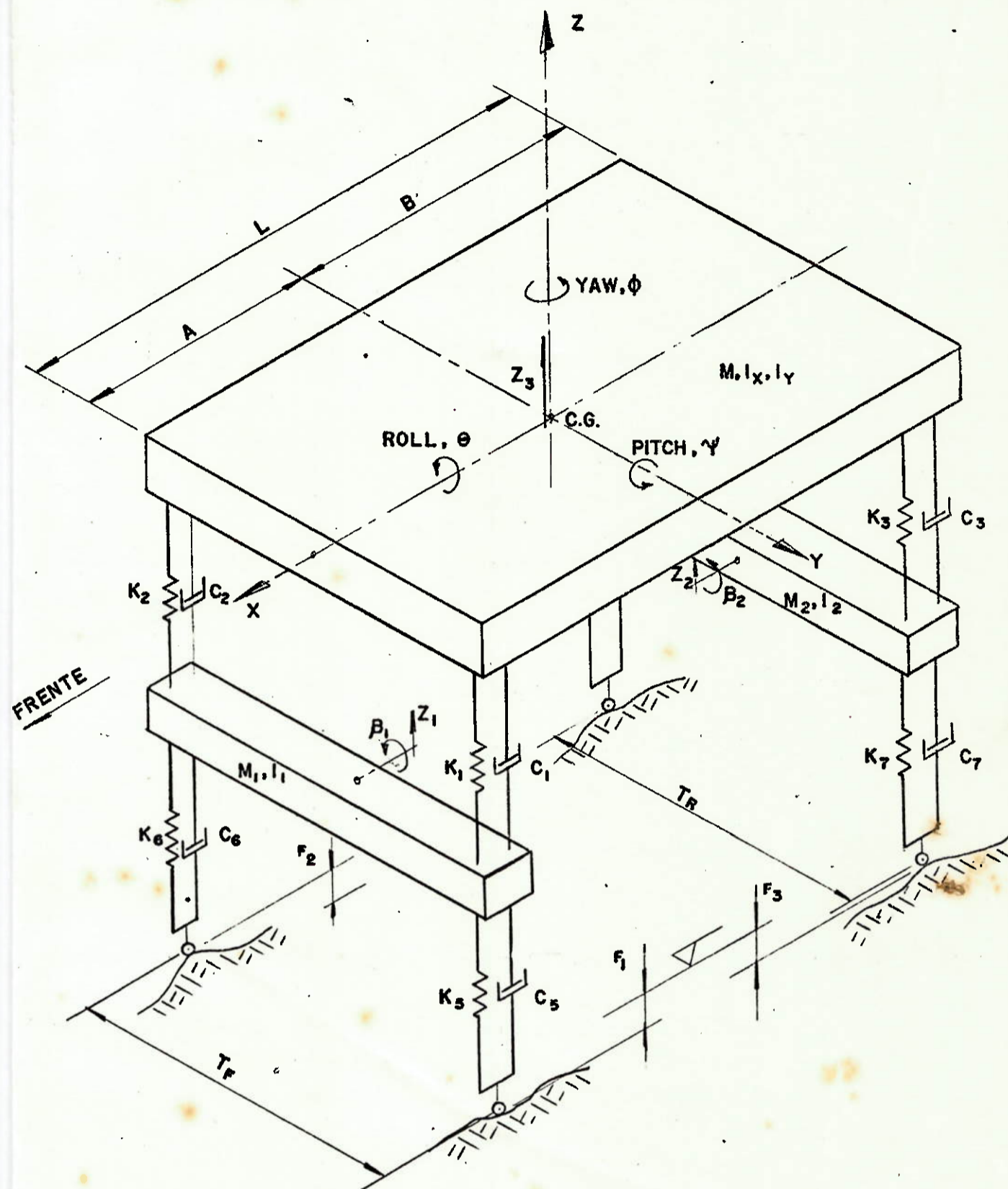


Fig.E-1 - Modelo Físico de um Veículo sobre Rodas, com Suspensão de Eixos Rígidos.