

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise comparativa da resposta dinâmica de um modelo alternativo de pneu

por

Fabio Bazacas Zetola

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro 2016



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

Análise comparativa da resposta dinâmica de um modelo alternativo de pneu

por

Fabio Bazacas Zetola

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara da COMGRAD-MEC  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Ignacio Iturrioz

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, 28, novembro 2016.

Dedico este trabalho ao professor Rogério José Marczak pela orientação desde a iniciação científica com sua didática excepcional, ao professor Jun Sérgio Ono Fonseca pelo exemplo de excelência que guardamos na memória, e aos colegas da equipe RS Racing por me propiciarem uma grande bagagem complementar de conhecimento técnico e de gestão.

ZETOLA, F. B. **Análise comparativa da resposta dinâmica de um modelo alternativo de pneu.** 2016. 19 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## RESUMO

Os modelos de pneu tem grande importância na modelagem de veículos terrestres. Através da modelagem multicorpo são estimadas as amplitudes, frequências e outros parâmetros relativos a forças e deslocamentos necessários para dimensionamento em fadiga dos componentes mecânicos. Parte do modelo de pneu é o envelope do terreno que se trata de um filtro modificador do sinal original proveniente do terreno, que tem como objetivo reproduzir o efeito da região de contato do pneu. Uma avaliação da necessidade da utilização de alguns modelos atuais será feita no contexto de terrenos de diferentes agressividades, diferentes terrenos serão filtrados nos modelos de envelope conhecidos como círculo rígido e came elíptico duplo. Comparando as respostas obtidas em cada modelo para cada terreno através da densidade espectral, será verificada a importância dos modelos de envelope como parte do modelo de pneu, em diferentes contextos.

**PALAVRAS-CHAVE:** modelo de pneu, envelope de terreno, modelagem veicular, dinâmica multicorpo.

ZETOLA, F. B. **Comparative analysis of the dynamic response of an alternative tire model.** 2016. 19 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## ABSTRACT

The tire models have a great importance in the terrestrial vehicle modeling. By means of the multibody modeling, the amplitudes, frequencies, and other parameters relative to forces and displacements necessary to the design in fatigue of the mechanical components are estimated. Part of the tire model is the terrain envelope, that is about a terrain signal modifier filter that has as goal reproduce the effect of the tire contact patch. An evaluation of the necessity of the utilization of some of the current models will be done in the context of different degrees of aggressiveness, different terrains will be filtered by the envelope models known as rigid ring, and double elliptic cam. Comparing the response obtained in each model for each terrain by power spectral density, will be verified the importance of the envelope models as part of the tire model in distinct contexts.

**KEYWORDS:** tire model, terrain envelope, vehicle modeling, multibody dynamics.

## ÍNDICE

	Pág.
1 INTRODUÇÃO .....	1
2 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA.....	4
2.1 MODELO DE PNEU “ANEL RIGIDO” .....	4
2.2 MODELOS DE ENVELOPE DE PNEU.....	5
2.2.1 SEGUIDOR DE CONTATO PONTUAL.....	6
2.2.2 SEGUIDOR DE ROLO RIGIDO.....	6
2.2.3 SEGUIDOR DE CAME ELIPTICO DUPLO.....	7
3 RESULTADOS.....	8
4 CONCLUSÕES .....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Apêndice I .....	16

## 1. INTRODUÇÃO

No contexto de simulação estrutural automotiva, uma das fases que integram o conjunto necessário para a definição completa do problema é a simulação multicorpo. Na simulação multicorpo o veículo é representado de forma simplificada geralmente por massas concentradas, molas e amortecedores que as conectam. Desta forma é possível que se faça uma estimativa de maneira eficaz das forças que atuam sobre partes de interesse dos subsistemas, estimativa esta que serve de entrada posteriormente para simulações e cálculos de fadiga.

Dentro da simulação multicorpo de um veículo terrestre, um dos componentes que apresenta maior importância e complexidade para ser fielmente representado é o pneu, este normalmente representado por um conjunto de submodelos que acoplam e ou sobrepõe os efeitos que atuam sobre o mesmo. Sendo o modelo de envelope do pneu responsável em alguns modelos por representar parte da interação com o solo, neste caso, ele transmite na resposta do modelo onde ocorre a interação com o terreno e também promove uma atenuação no sinal original, efeito que se verifica na realidade.

Na literatura é possível encontrar diversas publicações tratando dos modelos de envelope de pneu. O pneu que age como um filtro geométrico devido as suas dimensões finitas, suaviza os cantos vivos das irregularidades. Se desejarmos simular a dinâmica do pneu em estradas irregulares devemos levar em conta este efeito [Zegelaar, 1998].

O modelo de contato pontual é o mais usado, esse modelo é válido para comprimentos de onda longos (maiores que 3 metros), este pode ser usado em superfícies com irregularidades randômicas geradas por ruído branco filtrado. Passar por obstáculos discretos (cunhas) resulta em acelerações muito altas do pneu com o modelo de contato pontual [Badalamenti e Doyle Jr., 1988].

Já o modelo do círculo rígido, consiste de uma roda rígida rolando sobre os obstáculos conectada a uma mola e um amortecedor. Só há um ponto de contato, negligenciando casos especiais onde o círculo rígido tem mais de um ponto de contato com a superfície. O ponto de contato não se restringe a ficar diretamente abaixo do eixo da roda [Zegelaar, 1998]. Obstáculos de pequeno comprimento de onda são filtrados com esse modelo [Guo, 1993]. Os modelos de anel rígido cobrem o primeiro modo de vibração do pneu, e são capazes de rodar em tempo real em sistemas embarcados [Rampalli, 2011].

Foi observado ainda comparando a abordagem da roda rígida com o de uma roda flexível, que para a roda flexível a posição do eixo parece mudar de acordo com uma superposição com deslocamento de duas senoides (Figura 1.1) [Zegelaar, 1998]. Essa observação foi usada para desenvolver uma abordagem pragmática para derivar uma superfície efetiva do terreno [Pauwelussen, 2014].

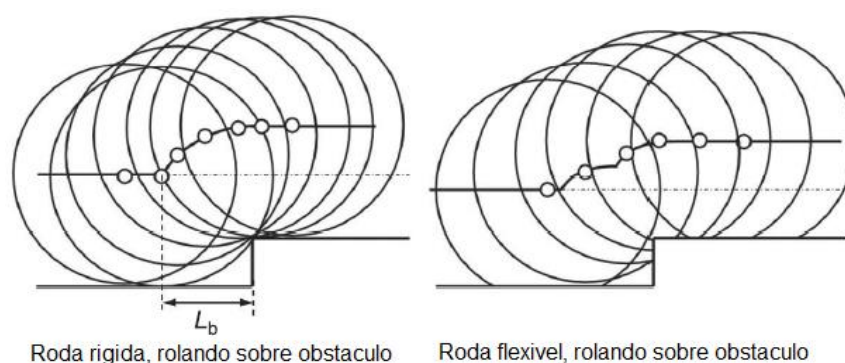


Figura 1.1 – Comparação entre roda rígida e flexível

Essa abordagem (Figura 1.2), consiste dos seguintes passos:

- I. Usar uma entrada unitária para derivar uma função básica tipo quarto de senoide. Essa função básica é definida para um intervalo  $x$ , de comprimento  $L_b$ . É observado que essa função é deslocada uma distância  $L_f$  na direção do obstáculo unitário.
- II. Usar um modelo de seguidor de dois pontos com comprimento  $L_s$ , movendo-se por essa função básica.
- III. O ponto médio define a altura  $W_e$  da entrada de terreno efetivo.
- IV. A orientação do seguidor define a inclinação efetiva do terreno  $\beta_e$ .

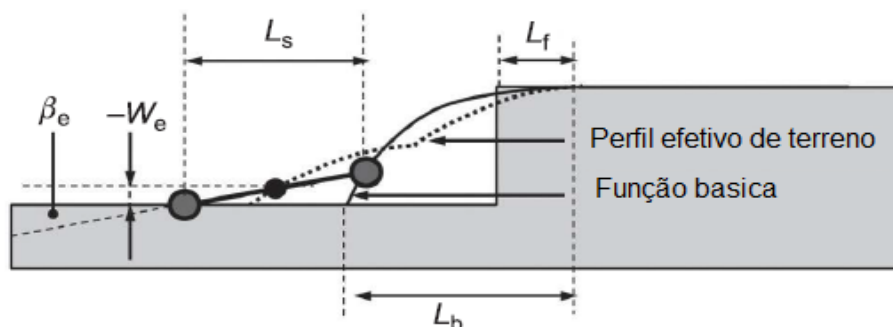


Figura 1.2 – Modelo de perfil efetivo desenvolvido

O comprimento  $L_s$  do seguidor, aproximadamente em torno de 80% do comprimento de contato depende da carga do pneu. Foi demonstrado que o deslocamento da função básica  $L_f$  e o comprimento  $L_b$ , somente dependem da altura do obstáculo e da forma do pneu. Essa abordagem permitiu a distinção entre os parâmetros dependentes do terreno e parâmetros dependentes da carga [Zegelaar, 1998].

Devemos considerar três tipos de perfis de terreno:

- I. O perfil de terreno de fato
- II. O perfil de terreno efetivo: a posição do eixo da roda, que será usado como entrada para a análise dinâmica usando o modelo de pneu seguidor simples com anel rígido.
- III. A função básica do terreno: um perfil de terreno, definido anteriormente por um obstáculo unitário, a ser usado como passo intermediário entre um perfil de terreno de fato e um perfil de terreno efetivo.

Essa abordagem trouxe à tona uma série de considerações que levaram essa abordagem a não ser considerada ideal para aplicação em ferramentas computacionais:

- I. O deslocamento  $L_f$  é difícil de interpretar como fenômeno físico, e uma expressão explícita para a função básica que termina no obstáculo unitário é preferida.
- II. Uma senoide para descrever a função básica, aparentemente não é o mais correto, também levando o deslocamento  $L_f$  em consideração.
- III. A superposição de obstáculos unitários para construir um terreno arbitrário é inconveniente, especialmente numa inclinação descendente. [Pauwelussen, 2014]

Foi proposta uma alternativa proposta à senoide, introduzindo cames elípticos. Verificou-se que a função básica, pode ser bem descrita por um came elíptico com meios comprimentos de eixo  $a_e, b_e$  e expoente  $c_e$ , [Schmeitz, 2004].

$$\left(\frac{x}{a_e}\right)^{c_e} + \left(\frac{y}{b_e}\right)^{c_e} = 1 \quad (1.1)$$

Com o came seguindo o perfil do terreno Figura 1.3. Essa abordagem pode ser justificada ao se observar que o pneu próximo a zona de contato tem forma elíptica.

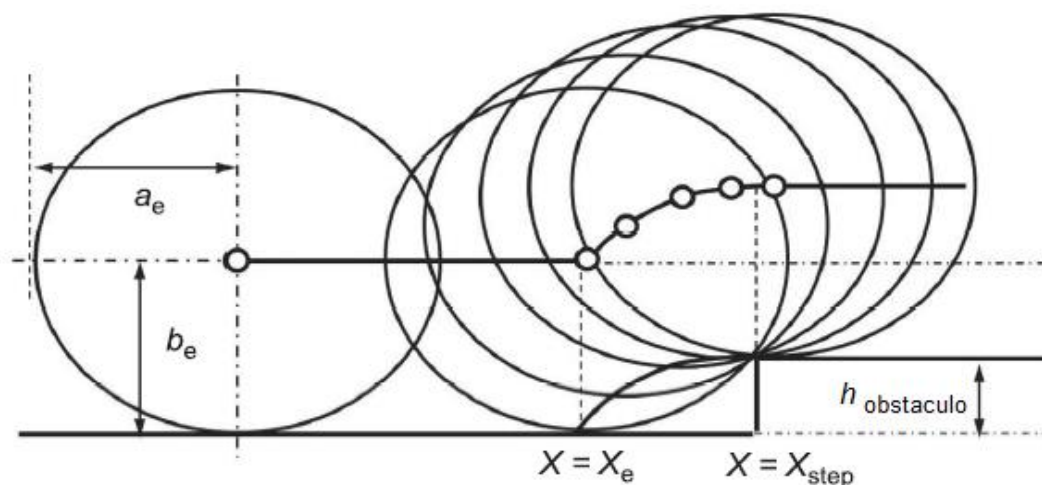


Figura 1.3 – Came elíptica vencendo obstáculo unitário

Um seguidor de dois pontos ainda é utilizado, porém agora com duas cames elípticas conectadas pelos seus centros, ou equivalentemente representado pelos seus pontos de contato imediatamente abaixo do centro, como se observa na figura 1.4. [Schmeitz, 2004]

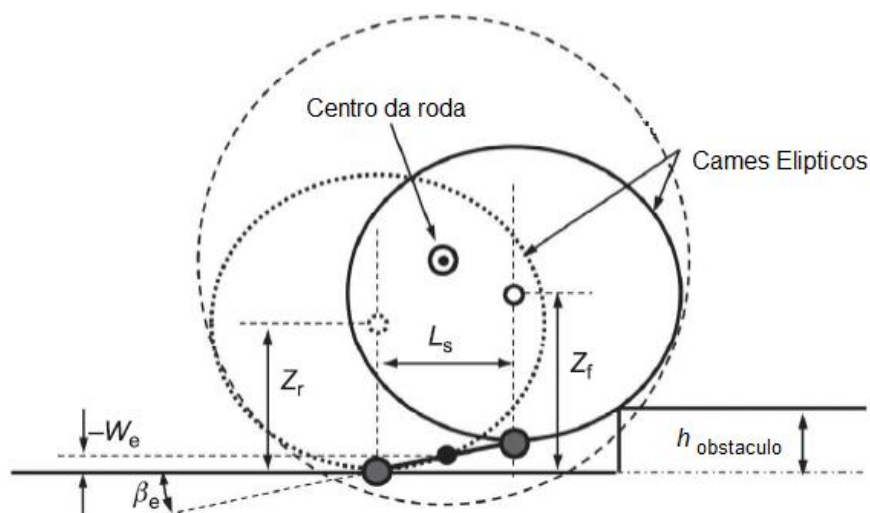


Figura 1.4 – Modelo do seguidor de cames elípticas duplo detalhado

O presente trabalho tem por objetivo verificar em diferentes contextos a importância da aplicação dos modelos de envelope de pneu. Este trabalho também tem como objetivo, somar aos trabalhos e ao pacote de simulação automotiva desenvolvido continuamente no grupo de pesquisa. A comparação da resposta do modelo de seguidor de contato pontual com o seguidor de rolo rígido e com o seguidor de came elíptico duplo (figura 1.5), submetidos a terrenos classificados de diferentes agressividades, deve permitir uma avaliação do uso de diferentes modelos em aplicações diversas.



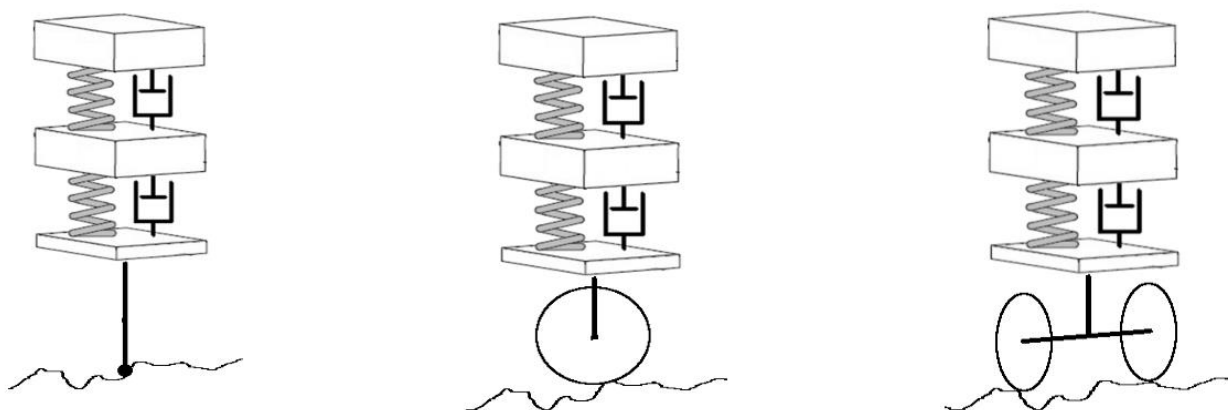


Figura 1.5 – Ilustração dos modelos de envelope de terreno objetos deste trabalho

## 2. IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA

### 2.1. Modelo de pneu de anel rígido

Primeiramente foi implementado um modelo multicorpo de pneu, conhecido como anel rígido, este modelo é baseado na premissa que a banda de rodagem do pneu é um anel rígido que é conectado ao eixo através de um conjunto de molas e amortecedores, nas direções horizontal, vertical e torsional [Frey, 2009]. Neste caso foi adaptado, somente para o eixo vertical e implementado em software de simulação de sistemas dinâmicos comercial, de maneira simplificada retirados os graus de liberdade de rotação e deslocamento horizontal (figura 2.1). Esta simplificação se deu para tornar o modelo mais simples, estável, compatível com as excitações e com a avaliação desejada. Através deste modelo poderemos avaliar a resposta as excitações provenientes dos modelos de envelope de pneu.

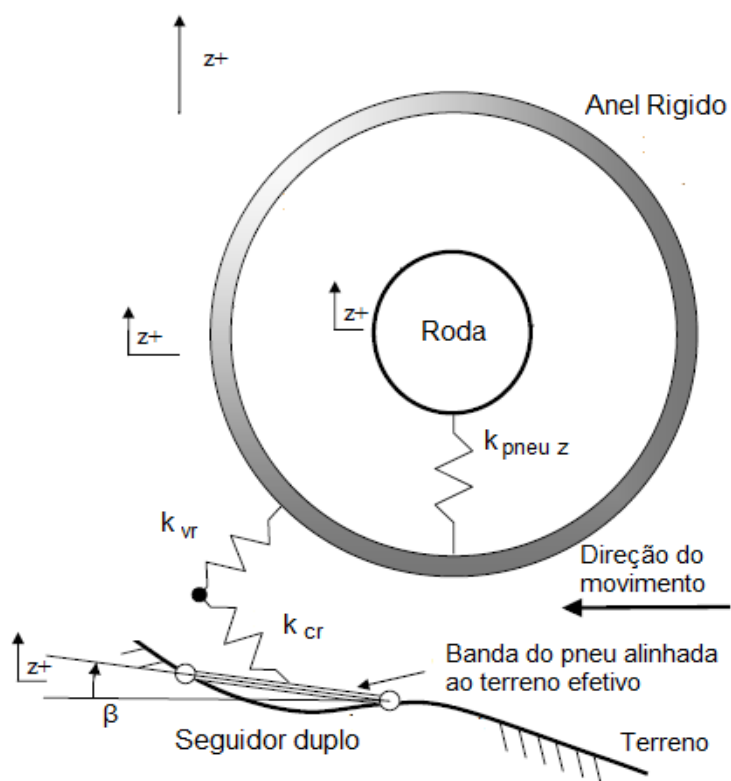


Figura 2.1 – Modelo de anel rígido simplificado

Foram derivadas as equações de movimento usando o método de Newton, para os graus de liberdade da roda:

$$-k_{eixo z}(z_{roda} - z_{carro}) + k_{pneu z}(-z_{rim} + z_{anel}) = M_{roda} \ddot{Z}_{roda} \quad (2.1)$$

Para o anel rígido:

$$\begin{aligned} -k_{pneu z}(Z_{anel} - Z_{roda}) - k_{vr}(Z_{anel} - Z_{banda}) \cos^2 \alpha \\ - k_{cr}(Z_{anel} - Z_{banda}) \sin^2 \alpha = M_{anel} \ddot{Z}_{anel} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Para a banda do pneu:

$$\begin{aligned} F_{norm} \cos \alpha - k_{vr}(Z_{banda}) \cos^2 \alpha \\ - k_{cr}(Z_{banda} - Z_{anel}) \sin^2 \alpha = M_{banda} \ddot{Z}_{banda} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Somente para os efeitos de energias cinéticas e potenciais, as equações para energias dissipativas se obtém por inspeção pois neste caso são análogas as da energia potencial, assim os termos de amortecimento são incluídos posteriormente com a única diferença que estes se relacionam com as velocidades [Jazar, 2008]. A frequência natural do pneu carregado é em torno de 80 hz [Pacejka 2002], foi calculado analiticamente a frequência natural do anel rígido com as constantes adotadas, pelo método dos autovalores e auto vetores [Jazar, 2008], e esta resultou em 77.7 Hz, uma frequência próxima a esta pode ser observada também na análise espectral feita posteriormente. Foram utilizadas no modelo multicorpo as constantes, conforme tabela 2.1 [Frey, 2009]:

Tabela 2.1 – Constantes utilizadas no modelo de anel rígido

Símbolo	Descrição da Variável	Valor	Unidade
$k_{eixo z}$	Rigidez da suspensão no eixo Z	31675	N/m
$c_{eixo z}$	Amortecimento da suspensão no eixo Z	2950	N s/m
$M_{roda}$	Massa Roda	17.3	Kg
$k_{pneu z}$	Rigidez do ombro do pneu no eixo Z	261347	N/m
$c_{pneu z}$	Amortecimento do ombro do pneu no eixo Z	209	N s/m
$M_{anel}$	Massa do pneu	11.9	Kg
$k_{vr}$	Rigidez radial da banda do pneu	1775149	N/m
$c_{vr}$	Amortecimento radial da banda do pneu	1775	N s/m
$M_{banda}$	Massa da banda do pneu na área de contato	0.15	Kg
$k_{cr}$	Rigidez circunferencial da banda do pneu	2692900	N/m
$c_{cr}$	Amortecimento circunferencial da banda do pneu	2693	N s/m

## 2.2. Modelos de envelope de pneu

### 2.2.1. Seguidor de contato pontual

Considerando o modelo básico mais utilizado, no caso o seguidor de contato pontual, (Figura 2.2) não modifica o sinal original do terreno. Este não exigindo nenhuma implementação numérica, é utilizado como modelo base de comparação. O sinal do terreno é simplesmente repassado diretamente para o modelo de anel rígido.

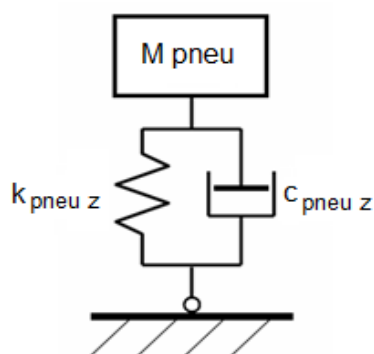


Figura 2.2 – Seguidor de contato pontual

### 2.2.2. Seguidor de rolo rígido

O modelo do seguidor de rolo rígido, pode ser considerado a abstração imediatamente posterior ao modelo do seguidor simples, considera o pneu um seguidor circular rígido, que somente tangencia o perfil do terreno. Este modelo foi implementado como filtro do terreno original, para esta implementação primeiramente se faz uma varredura local de  $-R$  até  $R$  na zona do terreno abaixo do pneu, considerando o pneu um círculo perfeito. É feita uma comparação entre a altura do círculo e o sinal do terreno, conforme equação:

$$z_{circulo,j} = -\sqrt{R^2 - x_j^2} + R \quad (2.4)$$

Após esta comparação o centro do círculo é posicionado de forma a tangenciar o terreno e temos a nova posição do eixo:

$$z_{eixo,i} = \sqrt{-(x_j^2) + R^2} + Z_i \quad (2.5)$$

Por consequência a nova posição de contato efetivo  $z_{ce,i}$  com o terreno:

$$z_{ce,i} = \max(z_{eixo,i}) + R \quad (2.6)$$

Podemos observar (Figura 2.3), o efeito da filtragem (B) sobre um degrau unitário (A).

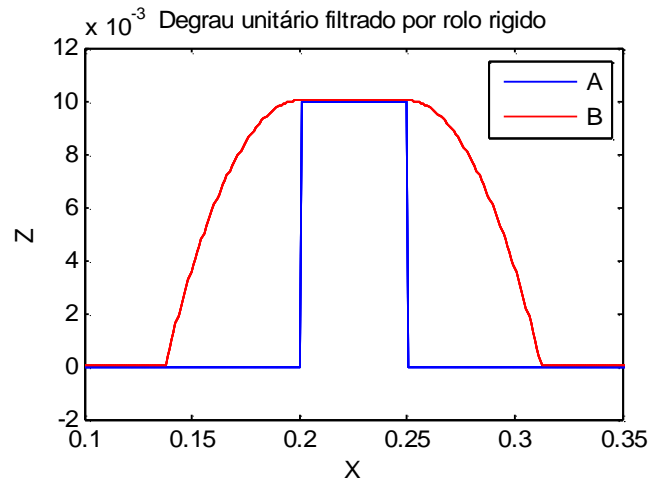


Figura 2.3- Degrau unitário A, Filtragem do degrau por círculo rígido B

### 2.2.3. Seguidor de came elíptico duplo

O seguidor de came elíptico duplo, é um modelo moderno de envelope de pneu, desenvolvido como resultado de uma pesquisa contínua desenvolvida na universidade de Delft, aplicado em ferramentas comerciais de dinâmica veicular. Evolução direta do modelo de seguidor duplo, este modelo traz uma correção através de uma abordagem visual, verificando que o pneu tem formato de meio came elíptico na zona de entrada e saída. O algoritmo simplificado pode ser visualizado no Apêndice I. O came definido por uma equação de elipse modificada é definido pelos parâmetros  $a_e$ ,  $b_e$  e  $c_e$  comprimento da elipse, altura e expoente:

$$\left(\frac{x}{a_e}\right)^{(c_e)} + \left(\frac{z}{b_e}\right)^{(c_e)} = 1 \quad (2.7)$$

O parâmetro  $a_e$  é função do comprimento de meio comprimento de contato  $a$  que é aproximado por uma função parabólica baseada em medições [Allen, 2013], neste caso foi adotada uma força constante de 2500 N, é função também do raio livre de pneu  $R_0$  e da fração de pegada  $\zeta$ , que foi assumida constante  $\zeta=0.7$  [Allen, 2013].

$$a_e = R_0 - \zeta a \quad (2.8)$$

$$a = -1.26 \times 10^{-11} F_z^2 + 2.98 \times 10^{-6} F_z + 0.0317 \quad (2.9)$$

A equação (2.7) é rearranjada, e uma varredura é feita em  $x_i$  de  $-a_e$  até  $a_e$  num contexto local, de maneira a obtermos o envelope da came elíptica conforme equação abaixo (Figura 2.4).

$$Z_{pneu_i} = -b_e \left(1 - \left(\frac{-x_i}{a_e}\right)^{(c_e)}\right)^{\frac{1}{c_e}} + R \quad (2.10)$$

Após definido o envelope, este é utilizado para filtragem com os terrenos em questão. A filtragem do terreno é realizada fazendo uma comparação da altura terreno que está abaixo do came elíptico, para cada  $x_i$  com  $i$  global variando de  $x_{min}$  a  $x_{max}$  com passo constante predefinido, e  $J$  local de  $-a_e$  até  $a_e$  caso se verifique que o sinal do terreno ultrapassou o envelope é calculada a altura do novo centro do came  $z_{came}$ :

$$z_{camed} = b_e \left( 1 - \left( \frac{x_j}{a_e} \right)^{c_e} \right)^{\frac{1}{c_e}} + z_{terreno} \quad (2.11)$$

Came este que tangencia a altura do terreno  $z_{terreno}$ . A cada passo de  $i$  são comparados todos  $z_{camed, j}$  e o maior é utilizado para o cálculo do contato efetivo:

$$z_{ce, i} = \max(z_{camed, j}) - R \quad (2.12)$$

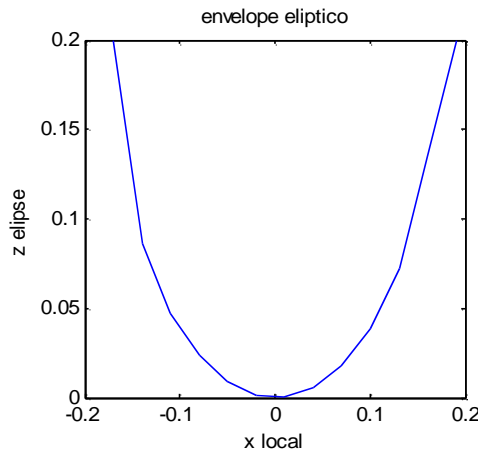


Figura 2.4 – Gráfico do came elíptico do pneu

Após este primeiro passe, do que podemos considerar um filtro, consideramos um deslocamento equivalente ao comprimento de interligação  $l_s$  que é função da fração de pegada e do meio comprimento de contato:

$$l_s = 2a\zeta \quad (2.13)$$

A partir de  $l_s$  calculamos o terreno efetivo com os comes interligados.

$$z_{efetivo, i} = \frac{z_{ce, i-desloc} + z_{ce, i}}{2} \quad (2.14)$$

O seguidor duplo também fornece subsidio para o cálculo da inclinação do terreno efetivo  $\beta$ :

$$\beta_i = \frac{z_{ce, i-desloc} - z_{ce, i}}{l_s} \quad (2.15)$$

### 3. RESULTADOS

Inicialmente uma verificação dos modelos foi feita frente a um obstáculo do tipo degrau unitário (Figura 3.1), será adotado a partir de agora a nomenclatura de “TO” para o terreno

original, “SCP” para o seguidor de contato pontual, “SRR” para o seguidor de rolo rígido e “SCED” para o seguidor de came elíptico duplo.

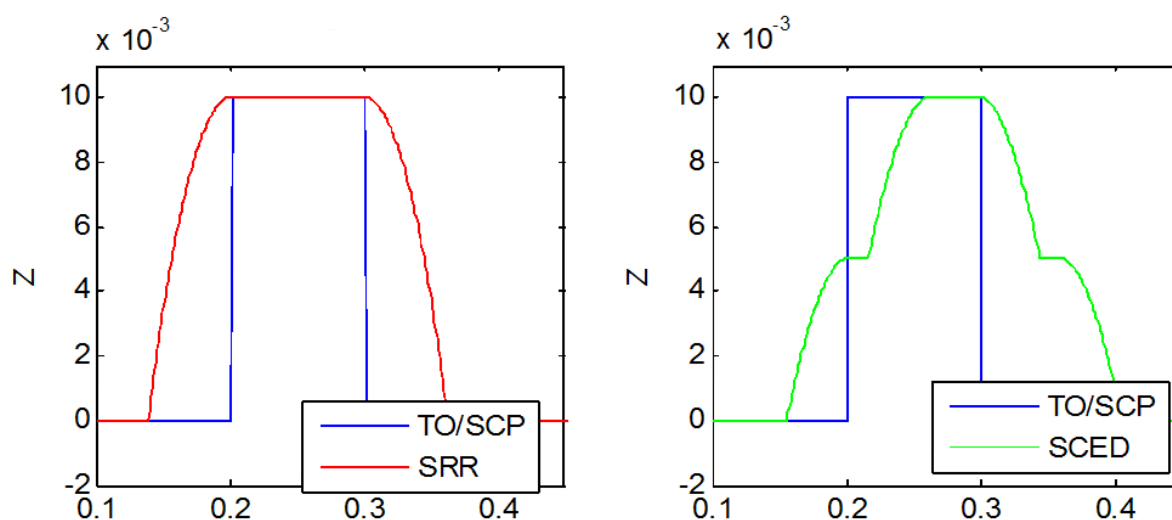


Figura 3.1 – Degrau unitario filtrado por “SRR” e “SCED”

Após essa verificação um terreno foi criado com a superposição de 4 senos e uma amostragem em 0.03m no eixo x, com frequências de 2.5 Hz e amplitude de 0.1m, 10 Hz e amplitude de 0.05m, 20 Hz e amplitude de 0.015 e 160 Hz com amplitude de 0.01m. Este terreno foi filtrado com os três modelos de interesse, também com uma amostragem a cada 0.03m, e a resposta desta filtragem serviu de entrada para o modelo vibratório, foi adotado por conveniência como padrão uma velocidade de 5m/s para o seguidor em um trecho de 200 metros. Na figura 3.2, gráfico da densidade espectral do deslocamento suavizada, é possível observar as 3 primeiras excitações e um harmônico próximo aos 7 Hz.

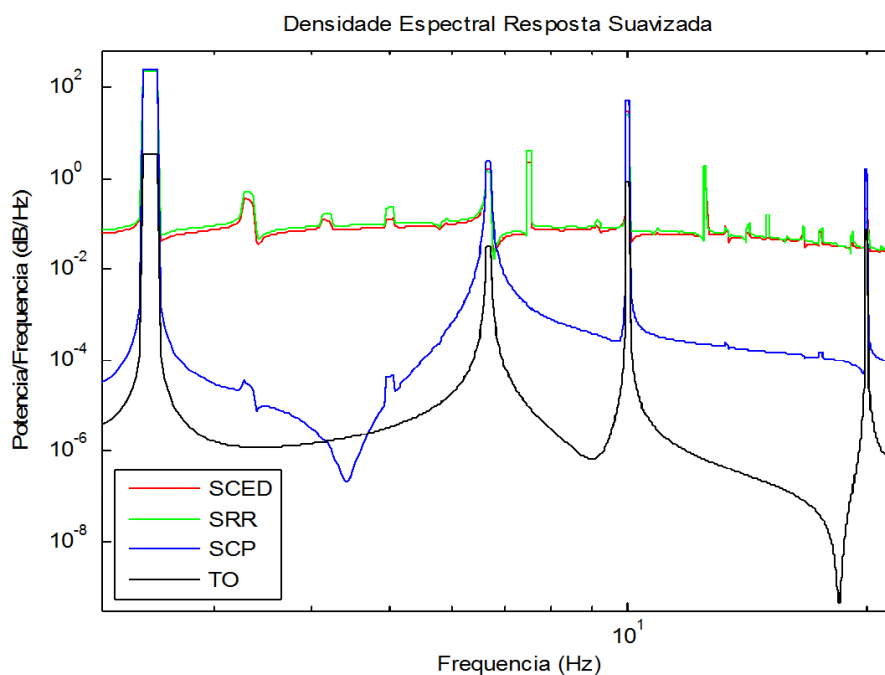


Figura 3.2 – Gráfico Densidade Espectral, resposta dos modelos á terreno senoidal

A excitação na frequência de 160 Hz, não pode ser observada, pois é cortada na amostragem que foi feita na frequência de 166 Hz. Fazendo uma amostra a cada 0.01m equivalente a 500 Hz é possível observar na figura 3.3 as quatro frequências de excitação, também é possível perceber que os filtros “SCED” e “SRR” não capturam a excitação de 160 Hz.

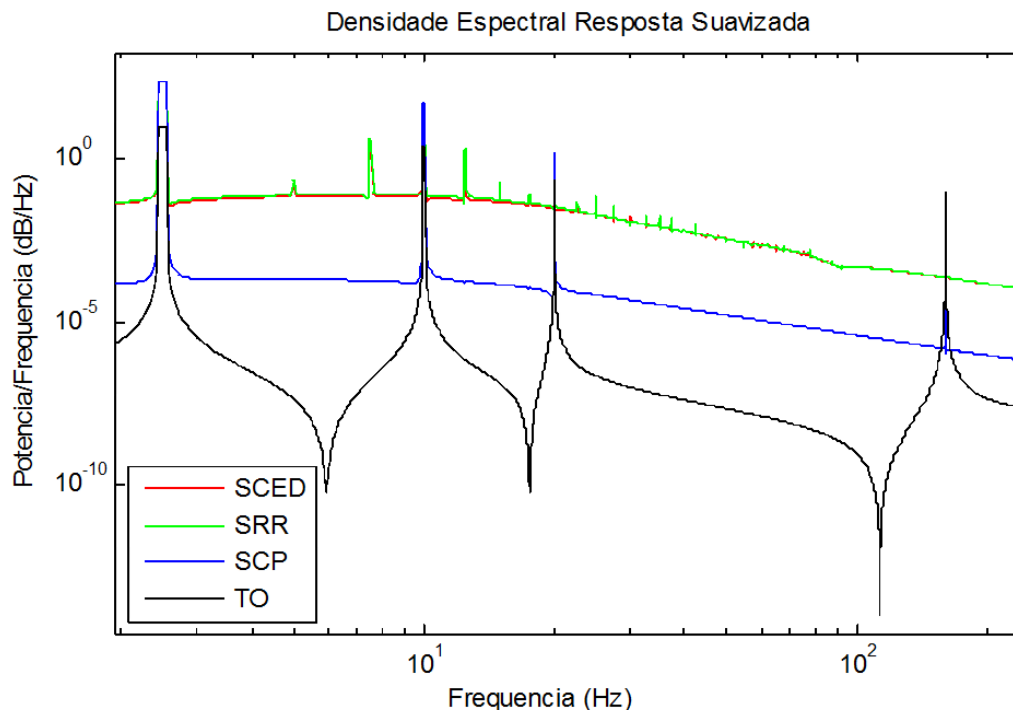


Figura 3.3 – Densidade Espectral, resposta á terreno senoidal, taxa de aquisição maior

A próxima análise envolve a aplicação dos filtros em terrenos gerados computacionalmente, classificados ISO B, ISO D e ISO F, em software de geração de terrenos [Santos, 2014]. Na figura 3.4 uma breve avaliação da resposta das forças no domínio do tempo (figura 3.4) e (figura 3.5) em um trecho de 0.5m, onde é possível observar uma grande diferença nas amplitudes das respostas, o filtro “SCED” numa análise visual sempre fornece a maior suavização das irregularidades do terreno, seguido pelo filtro “SRR”, e como esperado o “SCP” apresenta sempre os maiores picos de aceleração.

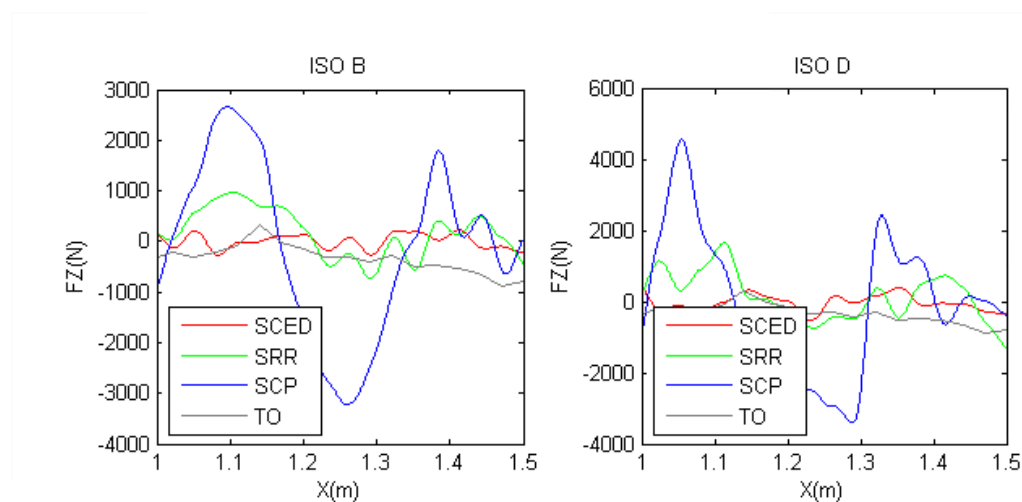


Figura 3.4 – Resposta de forças, múltiplos modelos e terrenos ISO B e D

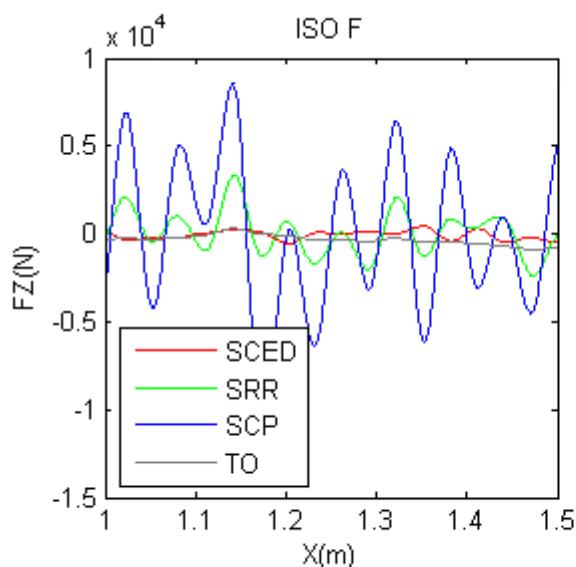


Figura 3.5 – Resposta de forças, domínio do tempo, múltiplos modelos, terreno ISO F

Observando o subconjunto do terreno ISO F, agora no domínio da frequência, com a densidade espectral obtida pela transformada rápida de Fourier, (figura 3.6), podemos notar os picos mais íngremes que representam as frequências provenientes da excitação do terreno. Se observa que nas baixas frequências até 10 Hz os três modelos não apresentam grandes diferenças nas amplitudes, após os 10 Hz começamos a perceber que o modelo “SCP” começa a exibir amplitudes muito mais acentuadas representando os picos de aceleração. Observa-se também principalmente nos modelos “SCED” e “SRR” um pico diferenciado próximo a frequência de 80 Hz, este pico representa o primeiro modo de vibração do pneu. Comparando os três modelos, “SRR” e “SCP” parecem concordar na frequência, enquanto “SCED” apresenta uma diferença de fase com uma frequência menor, está mais próxima da frequência natural não amortecida obtida analiticamente de 77.7 Hz.

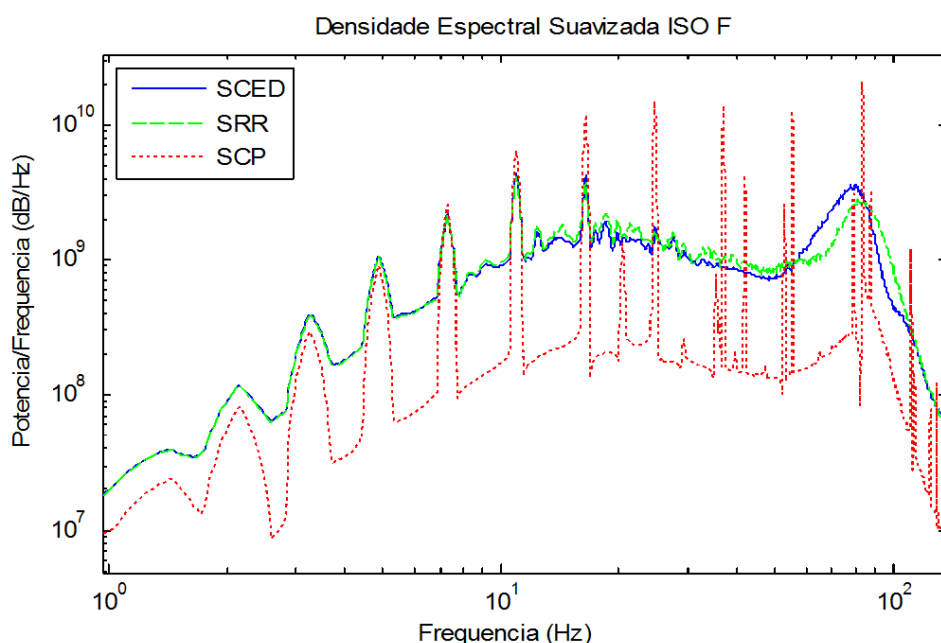


Figura 3.6 – Resposta de forças, domínio da frequência, terreno ISO F.



Aplicando a mesma análise ao subconjunto do terreno ISO B, (figura 3.7), se mantém a observação que até a frequência de 10 Hz o modelo “SCP” não apresenta amplitudes significativamente elevadas, já a partir desta frequência se observam picos acentuados. É visível também que os modelos “SCED” e “SRR” concordam agora em toda faixa inclusive próximo a frequência natural também observável, diferentemente do terreno ISO F.

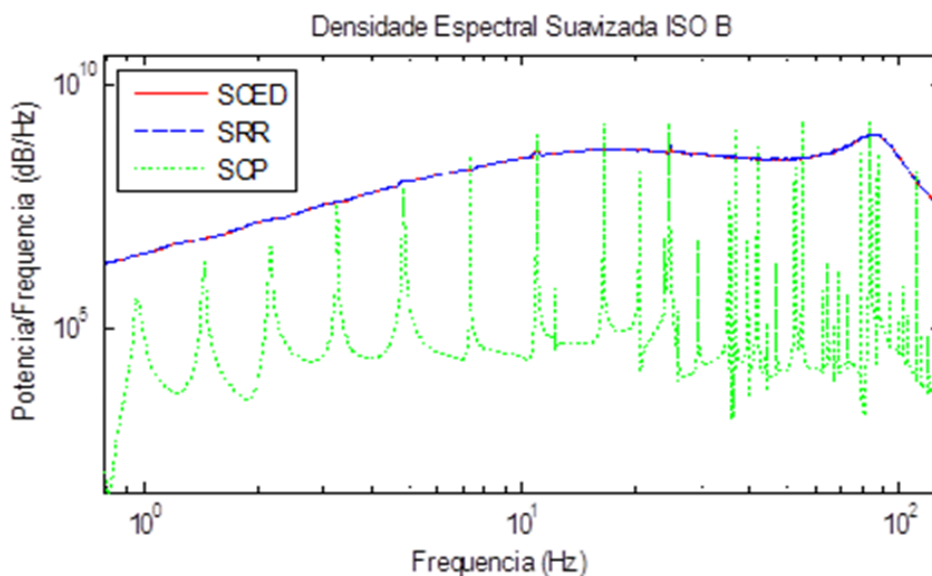


Figura 3.7 - Resposta de forças, domínio da frequência, terreno ISO B.

Realizando uma análise nos deslocamentos (figura 3.8) observamos que o modelo “SCP” pouco se diferencia dos deslocamentos do “TO”. Nesta figura em particular onde estamos observando um trecho côncavo da curva o menor deslocamento observado é do modelo “SCED” comparado ao “SRR”.

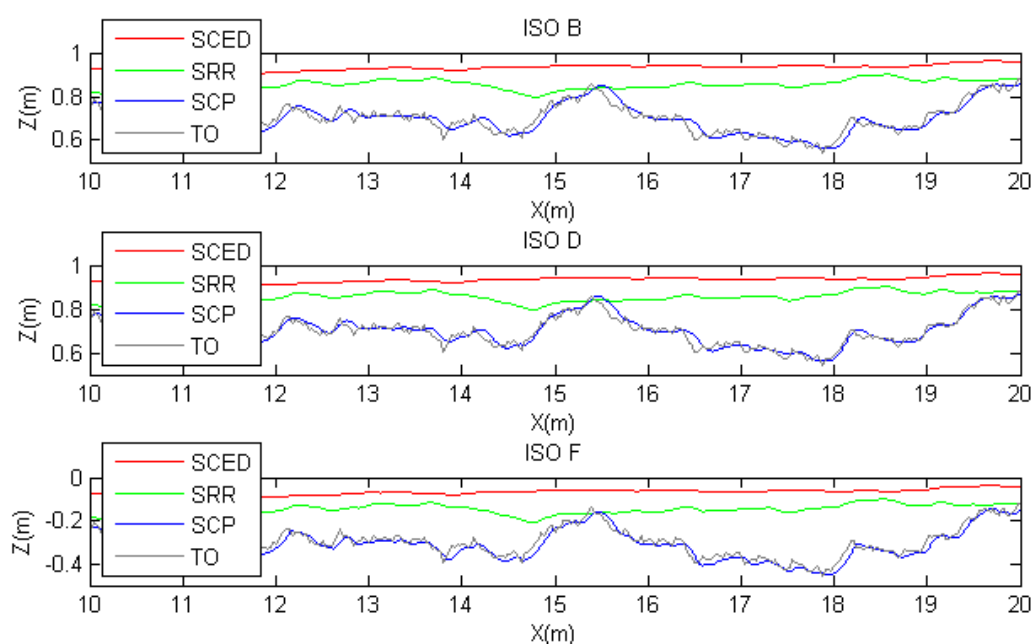


Figura 3.8 – Deslocamentos, domínio do tempo, múltiplos modelos e terrenos

#### 4. CONCLUSÕES

A utilização dos modelos de envelope “SCED” e “SRR” apresentou algumas vantagens claras sobre o modelo “SCP”, a atenuação dos picos de aceleração perceptível tanto no domínio do tempo quanto no da frequência, em detalhe na figura 4.1, sem perder a definição das frequências excitadas. Também foi possível perceber uma melhor distribuição na densidade das excitações.

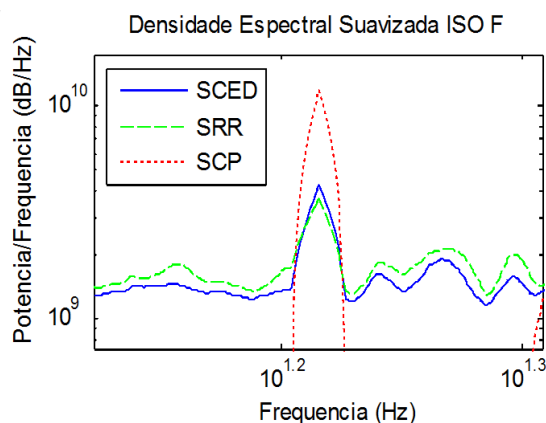


Figura 4.1 – Detalhe da amplitude das respostas dos modelos

Em comparação entre os modelos “SCED” e “SRR”, em terrenos de boa e média qualidade do tipo ISO B e ISO D, não é visível no domínio da frequência uma diferença significativa de amplitude ou fase, porém na análise do terreno de baixa qualidade ISO F é notável, em detalhe na figura 4.2, principalmente próximo a frequência natural uma diferença de 6.7% na fase e 25% na amplitude. Diferença está que pode ser significativa em análises posteriores.

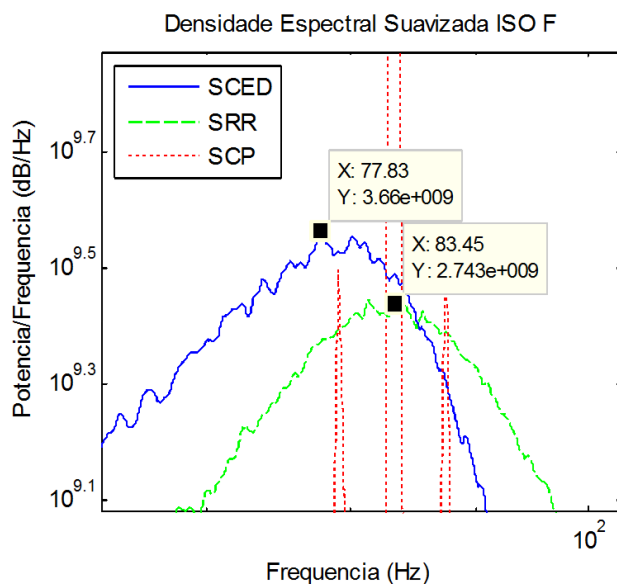


Figura 4.2 – Amplitude e fase da frequência de ressonância

Outra diferença importante entre os modelos “SCED” e “SRR” é no domínio do tempo, onde aparentemente o modelo “SCED” fornece sempre uma atenuação na amplitude mais significativa em qualquer janela de tempo observada, e em qualquer terreno, em forças e deslocamentos. Apesar das menores amplitude na análise no domínio do tempo, na análise no domínio da frequência aproximando-se da frequência natural as amplitudes são maiores, o que

traduz que o modelo “SCED” é mais sensível a excitações de frequência mais alta, até atingir a frequência ressonante, do que o modelo “SRR”.

A diferença na frequência natural observada nos modelos “SCED” e “SRR”, onde valor do modelo “SCED” se aproxima mais da frequência natural não amortecida calculada analiticamente, indica que o modelo “SCED” amortece o sistema, o que está em concordância com o efeito gerado pelo fenômeno observado no envelope do pneu. Porém não é possível afirmar que o modelo “SCED” é melhor por se aproximar mais da frequência natural calculada analiticamente, pois o cálculo analítico também considera um modelo simplificado do pneu, servindo somente como uma primeira validação dos modelos.

A análise desenvolvida neste trabalho permitiu a visualização de efeitos diversos entre os modelos, o modelo “SCP” que é o mais utilizado por sua simplicidade também é o mais deficiente. Em seguida os modelos “SCED” e “SRR” no contexto de terrenos de boa e média qualidade apresentam equivalência nas análises no domínio da frequência, já no domínio do tempo estes diferem em todas análises [Figura 3.4], o que leva a conclusão que a aplicação de modelos mais avançados como o “SCED” que não adicionam grande custo computacional, oferecem um grande diferencial nas análises de conforto, fadiga e aplicados em sistemas embarcados.

Deve-se notar que este trabalho buscou uma análise preliminar das respostas dos modelos adotando diversas simplificações, como a adoção de um modelo vibratório de anel rígido com graus de liberdade somente verticais, carga constante e comprimento da zona de contato constante e que cabe uma abordagem mais aprofundada. Dando maior importância a estes fatores, é possível estender a análise adotando um modelo de anel rígido com os graus de liberdade de translação horizontal e de rotação. Seria relevante a realimentação em tempo real da carga do pneu de forma a variar o comprimento da zona de contato. Outra possibilidade seria a variação da massa do modelo de um quarto de veículo e também a utilização do modelo de pneu em conjunto com um modelo de veículo completo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

ALLEN, J. R., II; EL-GINDI, M. **Advanced effective road profile filter for a rigid ring tyre quarter-vehicle model.** Int. Journal Of Vehicle Performance. p. 28-48. jan. 2013.

BADALAMENTI, J. M.; DOYLE JUNIOR, G.r.. **Radial-interradial spring tire models** Journal Of Vibration, Acoustic, Stress And Reliability In Design. Washington, p. 70-75. jan, 1988.

FREY, N. **Development of a rigid ring tire model and comparison among various tire models for ride confort simulations.** 2009. 340 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mechanical Engineering, Mechanical Engineering, Clemson University, Clemson, 2009. Disponível em: <[http://tigerprints.clemson.edu/all\\_theses/615](http://tigerprints.clemson.edu/all_theses/615)>. Acesso em: 09 jul. 2016.

GUO, K. Tire Roller Contact Model for Simulation of Vehicle Vibration Input. Sae Technical Paper Series, p.1-10, 1 nov. 1993. SAE International.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics Theory and Application.** Riverdale: Springer, 2008.

PACEJKA, H. B. **Tire and Vehicle Dynamics.** Delft: Butterworth-heinemann, 2002.

PAUWELUSSEN, J. **Essentials of Vehicle Dynamics.** Arnhem: Butterworth-heinemann, 2014.

RAMPALLI, R.; FERRAROTTI, G.; HOFFMANN, Michael. **Why do Multi-Body System Simulation. N.I.:** Nafens, 2011.

SANTOS, D. P.; MARCZAK, R. J. **Algoritmo e ferramenta gráfica para a geração de sinais de pavimentos rodoviários pelo método fractal de weierstrass mandelbrot e pela função densidade de potência espectral.** In Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, 35, 2014.

SCHMEITZ, A. J. C. **A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces.** 2004. 159 f. Tese (Doutorado) - Curso de Mechanical Engineering, Vehicle Research Department, Delft University Of Technology, Delft, 2014.

ZEGELAAR, P. W. A. **"The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses."** 1998. 320 f. Tese (Doutorado) - Curso de Mechanical Engineering, Vehicle Research Department, Delft University Of Technology, Delft, 1998.

## APÊNDICE I

Algoritmo Filtro Elipse (simplificado)

Enquanto  $x < \text{comprimento da elipse}$

    Calcular perfil da elipse

Fim

Enquanto  $x_{\text{global}} < \text{comprimento total do terreno}$

    Enquanto  $x_{\text{local}} < \text{comprimento da zona de contato}$

        Variavel de comparação = altura do terreno – altura do perfil da elipse

        Se Variavel de comparação  $> 0$

            Calcular nova altura da elipse

        Se Variavel de comparação  $< 0$

            Calcular nova altura da elipse

        Se Variavel de comparação  $== 0$

            Altura da elipse = altura do terreno + R

        Fim

    Fim

Fim

Enquanto  $x_{\text{global}} < \text{comprimento total do terreno}$

    Calcular altura do perfil de terreno efetivo com os cames interligados

Fim