

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MODELO DE TRATOR AGRÍCOLA CONSIDERANDO MODELO BIODINÂMICO, FILTRO  
PARA O PNEU E MÉTODO DE NEWMARK QUADRÁTICO

por

Hamilton Gabriel Azevedo de Paula

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, outubro de 2022.

## CIP - Catalogação na Publicação

Paula, Hamilton Gabriel Azevedo de  
Modelo de trator agrícola considerando modelo  
biodinâmico, filtro para o pneu e Método de Newmark  
Quadrático / Hamilton Gabriel Azevedo de Paula. -- 2022.  
15 f.

Orientador: Herbert Martins Gomes.

Coorientador: Ewerton Grotti.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre,  
BR-RS, 2022.

1.Vibração mecânica. 2. Modelo biodinâmico. 3. Filtro  
de pneu. 4. Ergonomia. I. Gomes, Herbert Martins, orient.  
II. Grotti, Ewerton, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

MODELO DE TRATOR AGRÍCOLA CONSIDERANDO MODELO BIODINÂMICO, FILTRO  
PARA O PNEU E MÉTODO DE NEWMARK QUADRÁTICO

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  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Coorientador: Me. Ewerton Grotti

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, outubro de 2022.

*"O universo não parece ser nem benevolente nem hostil, apenas indiferente."*

*Sagan, Carl*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao professor Herbert Martins Gomes e ao coorientador Ewerton Grotti, que foram atenciosos e dedicaram muitas horas para a realização deste trabalho que representa o fim de um período da minha vida.

À sociedade por manter uma universidade pública e de qualidade através de muito trabalho.

A minha base familiar, Aline e Charlie, que sempre estão ao meu lado suprindo a força que preciso para seguir em frente.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2022

MODELO DE TRATOR AGRÍCOLA CONSIDERANDO MODELO BIODINÂMICO, FILTRO  
PARA O PNEU E MÉTODO DE NEWMARK QUADRÁTICO

**Hamilton Gabriel Azevedo de Paula**

[hgap88@gmail.com](mailto:hgap88@gmail.com)

**Resumo.** Nos últimos anos houve um enorme desenvolvimento das técnicas e equipamentos na agricultura. Isso possibilita, desde que efeitos climáticos o permitam, ganhos de produção e safras cada vez maiores, apontando um ganho de eficiência e tornando a *commodity* de grãos um valioso ativo para o Brasil. Neste contexto os equipamentos agrícolas, além deterem um papel fundamental para a produção em si, geram impactos àqueles que os operam. Entender e estudar seu comportamento para propor equipamentos mais eficientes e robustos, mais ergonômicos e confortáveis para o trabalho diário é fundamental para o avanço e aumento de produção, portanto, consequentemente, aumento da eficiência como um todo. Neste trabalho é feito o modelamento de uma suspensão de trator agrícola, implementando um modelo biodinâmico representando o motorista. Também é incorporado um novo algoritmo de integração não-linear incondicionalmente estável, que é mais preciso e rápido que o método de Newmark. Outro aspecto avaliado foi a implementação de um filtro para o pneu de forma que o seu diâmetro seja considerado ao trafegar sobre pistas irregulares.

**Palavras-chave:** *Vibração mecânica, Modelo biodinâmico, Filtro de pneu, Método de Newmark, Ergonomia.*

**AGRICULTURAL TRACTOR MODEL CONSIDERING BIODYNAMIC MODEL, TIRE  
FILTER AND THE QUADRATIC NEWMARK METHOD**

**Abstract.** *In recent years, there has been an enormous development of techniques and equipment in agriculture. This makes it possible, as long as climatic effects allow production gains and increasing harvests, pointing to a gain in efficiency making the grain commodity a valuable asset for Brazil. In this context, agricultural equipment, in addition to playing a fundamental role in production itself, generate impacts to those who operate them. Understanding and studying their behavior to propose more efficient and robust, more ergonomic and comfortable equipment for daily work is fundamental for the advancement and increase of production, therefore, consequently, an increase of efficiency as a whole. In the work, the model of an agricultural tractor suspension is proposed, implementing a biodynamic model representing the driver. A new unconditionally stable nonlinear integration algorithm is implemented, which is more accurate and faster than the Newmark method. Another aspect considered is the implementation of a filter for the tire so that its diameter is considered when traveling on irregular tracks.*

**Keywords:** *Mechanical vibration, Biodynamic model, Tire filter, Method of Newmark, Ergonomics.*

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Objetivos	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
3.1	Equações para a dinâmica vertical de um trator	3
3.2	Modelo de Biodinâmico	5
3.3	Pista e velocidades na avaliação da vibração em tratores segundo NBR ISO 5008 (2015)	6
3.4	Filtro de Pneu	6
3.5	Integração de Newmark linear para deslocamentos, velocidades e acelerações.	7
3.6	Método de Newmark Quadrático para integração	7
4	METODOLOGIA UTILIZADA E RESULTADOS	8
4.1	Propriedades geométricas de inércia, rigidez e amortecimento para o trator agrícola	8
4.2	Situação de referência para comparações	8
4.3	Parâmetro SEAT da NBR 5007 (2017)	11
4.4	Conforto e segurança segundo a ISO 2631-1 (1997)	12
4.5	Efeito da aplicação do filtro do pneu	12
4.6	Efeito da presença do biodinâmico	13
4.7	Efeito do integrador Newmark Quadrático	14
5	CONCLUSÕES	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
	APÊNDICE A – Matrizes do modelo de trator	17
	APÊNDICE B – Perfil de Pista Lisa	17
	APÊNDICE C – Parâmetros do Modelo do trator.	18
	APÊNDICE D – Resumo dos resultados das 48 combinações das propostas deste trabalho.	19

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – (a) Modelo dinâmico com 7 graus de liberdade de um trator agrícola simples (Adaptado de TOLFO, 2022); (b) Modelo esquemático do corpo humano sentado com 12-GDL (Adaptado de ZAINAL <i>et al.</i> , 2018).....	4
Figura 2 – Roda rígida, rolando sobre um degrau. PAULWELUSSEN (2015). ....	6
Figura 3 – Comparação entre testes com filtro e sem filtro aplicado. ....	9
Figura 4 – Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do operador na pista rugosa a 4 km/h. ....	9
Figura 5 – Deslocamentos, velocidades e acelerações no chassi na pista rugosa a 4 km/h. ....	10
Figura 6 – Deslocamentos, velocidades e acelerações no chassi – arfagem – na pista rugosa a 4 km/h. ....	10
Figura 7 – Forças de reação do solo nas rodas dianteira e traseira. ....	11
Figura A. 1 – Matriz de massa do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura A. 2 – Matriz de rigidez do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura A. 3 – Matriz de amortecimento do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura B. 1 – (a) Perfil de pista lisa da NBR ISO 5008(2015). (b) Pista Real. ....	17

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do modelo biodinâmico com doze graus de liberdade (adaptado de ZAINAL <i>et al.</i> , 2018).....	5
Tabela 2 – Resultados da análise modal para o modelo de trator estudado.....	11
Tabela 3 – Classificação de conforto do assento do motorista conforme ISO 2631-1 (1997). ....	12
Tabela 4 – Influência da aplicação ou não do filtro de pneu para acelerações no assento. ....	13
Tabela 5 – Influência do biodinâmico na aceleração no cérebro e na lombar. Acelerações em [m/s <sup>2</sup> ]. .....	13
Tabela 6 – Comparação de parâmetros para simulação com $\Delta t = 10 - 6s$ . Acelerações em [m/s <sup>2</sup> ]. .....	14
Tabela C. 1– Propriedades geométricas do trator. ....	18
Tabela D. 1 – Resumo dos resultados das 48 combinações das simulações.....	19
Tabela D. 2 – Descrição dos parâmetros das combinações de testes realizados. ....	20

## 1 INTRODUÇÃO

Após a revolução industrial (século XVIII), o uso de máquinas a vapor se intensificou para o transporte de produtos e madeiras. Aos poucos, foi tomado o caminho da produção de tração para puxar arados, o que trouxe mais eficiência ao trabalho no que diz respeito a rapidez e possibilitou que os animais antes utilizados pudessem ser aproveitados em outras atividades mais simples, como rodas de moinhos. Todavia, surgiram problemas com a estrutura do veículo que exercia a tração, como a fragilidade dos componentes – rodas de metal – que quebravam rapidamente por fadiga ou por impacto e o atolamento repetidas vezes. Benjamin Holt, em 1904, solucionou parte dos problemas quando adicionou ao veículo esteira ao invés de rodas. Algumas décadas depois, esses aros foram substituídos por grandes rodas de borracha, as quais respondiam como as esteiras, porém com peso muito menor e, ainda, boa aderência ao solo.

Quando as fábricas de automóveis migraram para o motor de combustão interna, notou-se grande capacidade de tração, assim, voltou-se os olhos novamente para as fazendas e campos e cunhou-se o termo “trator”. Um modelo que atendia esse setor só foi desenvolvido com sucesso em 1906 por John Froelich, tal modelo já utilizava motor a gasolina. Porém, apenas depois de seis anos, a Ford começou a fabricar em massa esses tratores.

Hoje, a análise dinâmica das estruturas de um trator é de grande importância, pois além da eficiência dessas máquinas, começou-se a pensar sobre a eficiência e conforto daqueles que o dirigem. A visão holística fez com que novas áreas de estudo fossem contempladas, o que aumenta a eficiência do trabalho como um todo. No campo, um dos grandes problemas apontados pelo Serviço Nacional de Aprendizagem Rural (SENAR) diz respeito à norma regulamentadora 31.12 e se refere à saúde e à segurança dos trabalhadores. Nesse sentido, assim como na categoria dos caminhoneiros, trabalhadores rurais que operam grandes máquinas como tratores têm se automedicado devido às horas de exposição a vibrações, precisando, dessa forma, diversas pausas de trabalho, por outro lado, aqueles que não as realizam comprometem o bom serviço, sua segurança e a dos colegas.

Nessa esteira, muitos trabalhos estão sendo desenvolvidos para entender a dinâmica dos tratores e do corpo humano. Temos SPELTA (2009), que desenvolveu uma simulação de metade de um trator dando enfoque ao controle ativo de uma cabine suspensa cujo modelo foi validado experimentalmente, e BRUNETTI (2021), o qual desenvolveu um modelo dinâmico, que se revelou eficiente, com cabine suspensa utilizando subestruturas independentes cujos resultados foram aglutinados ao fim.

### 1.1 Motivação

É extremamente importante poder avaliar de forma mais acurada a dinâmica associada aos movimentos de um trator com um motorista em seu assento, e eventualmente poder estimar o conforto ou riscos à saúde devido à exposição a acelerações. Também é relevante poder avaliar este modelo biodinâmico, levando em consideração um filtro causado pelo tamanho do pneu ao passar por solavancos ou obstáculos na pista de trabalho em uma situação de trabalho. Dessa forma, o estudo do comportamento dinâmico de um modelo que acopla um sistema biodinâmico ao trator ao passo que é avaliado um método de integração temporal quadrático é a principal motivação para este trabalho.

### 1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é o estudo de um modelo dinâmico por meio da dinâmica de corpos rígidos. Além disso, será acoplado um modelo biodinâmico de motorista ao trator agrícola, avaliando o impacto do filtro causado pelo pneu, levando em consideração, uma nova forma mais acurada e rápida de integração no tempo das equações dinâmicas de movimento do sistema.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um protótipo de trator é modelado de forma simplificada em SPELTA *et al.* (2009), representando apenas sua metade (*half-tractor*) devido à simetria do problema. O intuito do trabalho é o controle ativo das vibrações da cabine suspensa. Inicialmente, o estudo é feito com a cabine desacoplada, ou seja, desprezando o problema do acoplamento. Depois, os resultados obtidos no primeiro passo são usados para a construção final da solução, que é validada e testada por medidas experimentais.

Nesta linha, outra forma de simplificar o problema é identificada em BRUNETTI *et al.* (2021), que revela um modelo dinâmico do problema inteiro. Todavia, a abordagem do problema tem como princípio a separação em subestruturas e soluções em separado para que ao final, assim como em SPELTA *et al.* (2009), haja o acoplamento ao final. O intuito de BRUNETTI *et al.* (2021) é o estudo da vibração do assento do operador de um trator de porte médio. A eficiência do modelo, o qual é dividido em subestruturas, é boa, pois reduz a complexidade estrutural do problema e simplifica a resolução das funções de transmissibilidade e frequência.

Outra análise importante da dinâmica de um trator é encontrada em ZHENG *et al.* (2019). Com base em seu modelo, composto por cabine, suspensão de borracha (passiva), eixo-dianteiro com suspensão hidropneumática e implemento, obteve-se resultados que mostram a influência da suspensão hidropneumática no eixo dianteiro. Dessa forma, foi notada a diminuição significativa do conforto do motorista, porém uma melhoria na estabilidade de inclinação e de rolagem.

Em GOBBI *et al.* (2014) as relações matemáticas analíticas que regem o problema do antimergulho e a antielevação são derivadas levando em consideração o aspecto construtivo dos freios e se o sistema é de tração nas quatro rodas, ou se a tração é em apenas duas rodas. O antimergulho e a antielevação são formas de evitar a inclinação da carroceria durante a tração ou frenagem do trator, por isso é de grande importância o estudo desses sistemas, que em grande parte das vezes não são estaticamente determinados.

Além disso, em GHOLAMPOUR (2015) encontra-se a proposta de um novo esquema de integração temporal implícito – em que informações para o próximo passo de tempo são obtidas a partir das respostas do momento atual e anterior – a ser testado em nosso problema. Nesse método são considerados mais termos da expansão da série de Taylor a fim de que se obtenha mais precisão na resposta quando em comparação a métodos tradicionais como o de Newmark, baseado na hipótese de variação linear de aceleração entre dois instantes de tempo. Somando-se a isso, são empregados dois parâmetros que geram uma nova família de regimes incondicionalmente estáveis, isto é, o raio espectral da matriz de amplificação não excede a unidade quando multiplicamos a maior frequência natural do sistema pela duração do passo. Esse novo método é de segunda ordem e apresenta menos amortecimento artificial durante a integração além de um menor tempo computacional quando comparado ao de Newmark.

Neste trabalho, será adicionado ao modelo da dinâmica do trator, a implementação de um modelo biodinâmico, o qual é representado em ZAINAL *et al.* (2018). Até então, muitos modelos biodinâmicos simplificados não consideram os movimentos do cérebro quando do estudo da vibração vertical. Agora, o modelo de biodinâmico sentado a ser acoplado ao trator leva em conta, através de um sistema massa-mola mais completo, os efeitos de um conjunto constituído por crânio e cérebro separados. Dois modelos biodinâmicos com esses parâmetros cerebrais foram propostos no artigo para investigar a resposta vertical à vibração: um com oito graus de liberdade e outro com doze. Para este trabalho, escolheu-se o segundo modelo, que desmembra o corpo do motorista em partes menores para que seja possível a análise de forma específica o conforto e as diferentes respostas à vibração em cada região do corpo, quais sejam, coluna cervical (pescoço), coluna torácica e coluna lombar. No modelo de oito graus de liberdade, as partes da coluna são tratadas como um corpo rígido.

Um estudo levando em conta as pistas das normas brasileiras para avaliação de deslocamentos, acelerações e velocidades verticais foi feito em TOLFO (2022). Em seu trabalho, modelou-se um trator agrícola de porte médio com sete graus de liberdade, visando o conforto de seus usuários e que será usado neste trabalho também. O modelo foi simulado no domínio do tempo pelo método de Newmark em TOLFO (2022)..

Por fim, ao se tratar de tratores e sobre conforto, é inevitável pensar sobre como as dimensões do pneu podem impactar na dinâmica do sistema. Assim, em PAULWELUSSEN (2018) são revisadas as formas como o pneu realmente percebe as irregularidades da pista. Um modelo simples de filtro do pneu será implementado neste trabalho baseando-se nas propostas de PAULWELUSSEN (2018). Nas seções seguintes, essa abordagem será implementada na forma de sub-rotina ao problema principal de dinâmica do sistema trator mais biodinâmico.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Equações para a dinâmica vertical de um trator

O modelo simplificado de um trator agrícola que contém sete graus de liberdade – as partes do trator a que se referem os graus de liberdade são assento do motorista, cabine suspensa por coxins, chassi, suspensão dianteira e traseira e pneus dianteiros e traseiros – é apresentado na Figura 1(a). Os graus de liberdade são, portanto, definidos como sendo o vetor  $Z = (z_a, z_{cb}, \theta_{cb}, z_{ch}, \theta_{ch}, z_1, z_2)^T$ , translação do assento, translação da cabine, arfagem da cabine, translação do chassi, arfagem do chassi, translação do eixo dianteiro e translação do eixo traseiro, respectivamente. São assumidas como propriedades de inércia  $m_a, m_{cb}, J_{cb}, m_{ch}, J_{ch}, m_1, m_2$ , massa do assento e motorista, massa da cabine, momento de inércia de massa da cabine, massa do chassi, momento de inércia de massa do chassi, massa do eixo dianteiro e massa do eixo traseiro, respectivamente. As rigidezes são:  $k_a, k_{cb1}, k_{cb2}, k_{s1}, k_{s2}, k_{p1}, k_{p2}$ ; identificadas como: rigidez do assento, dos coxins dianteiros e traseiros da cabine, rigidez dianteira e traseira das suspensões e rigidez dianteira e traseira dos pneus, respectivamente. As irregularidades da pista são definidas por  $\xi_1(t), \xi_2(t)$ , para a roda dianteira e traseira, respectivamente.

Para encontrar as equações de movimento usa-se as equações de Lagrange. Primeiramente, o Lagrangeano é construído  $L = T - V$ , onde  $T$  e  $V$  representam a energia cinética e potencial, respectivamente, e  $D$  a energia dissipativa não-conservativa do sistema.

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 \quad , \quad V = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} k_{i,j} (x_i - x_j)^2 \quad \text{e} \quad D = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} c_{i,j} (\dot{x}_i - \dot{x}_j)^2 \quad (1)$$

A partir das forças externas agindo no sistema juntamente com as forças dissipativas não-conservativas, monta-se a Equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = 0 \quad (2)$$

Ao expandir o sistema de equações, chega-se ao sistema de equações diferenciais de movimento. A fim de manter o equacionamento mais compacto as equações de movimento que serão expostas conterão apenas os termos elásticos. Os termos correspondentes ao amortecimento podem ser obtidos de maneira análoga aos termos elásticos substituindo  $k_i$  por  $c_i$ ,  $x_i$  por  $\dot{x}_i$  e  $\theta_i$  por  $\dot{\theta}_i$  e acrescentados às equações.

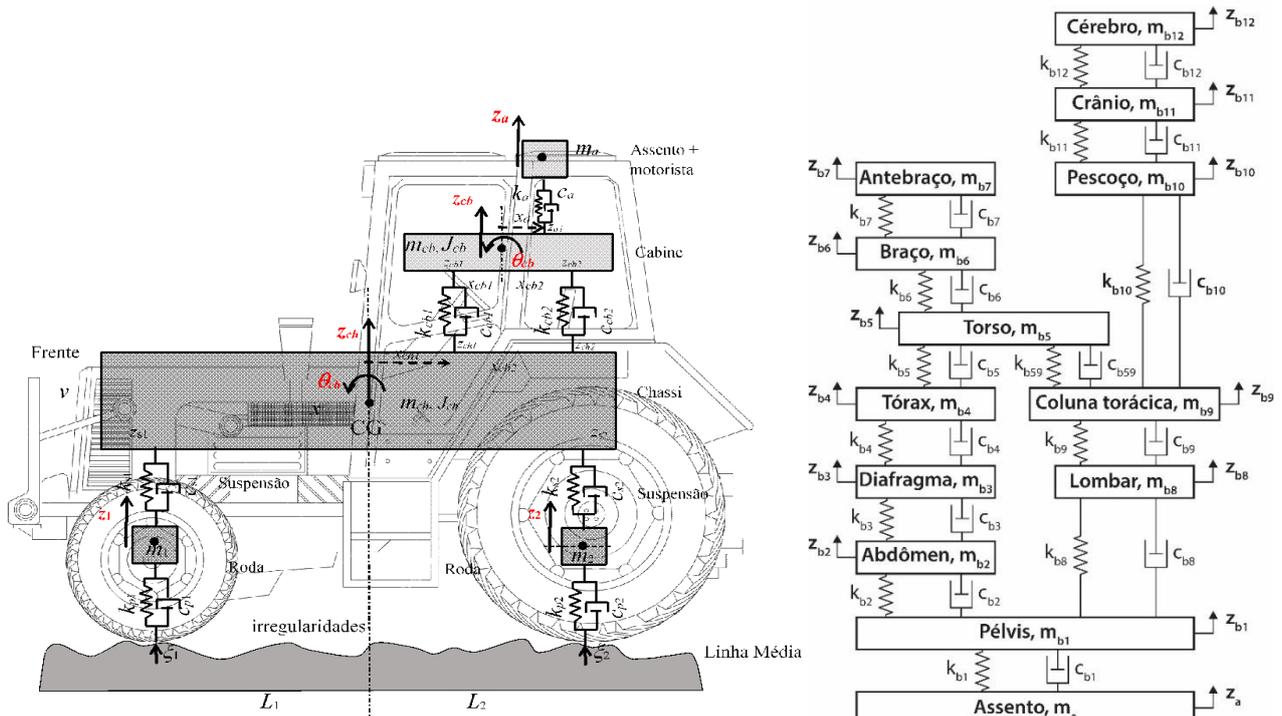


Figura 1 – (a) Modelo dinâmico com 7 graus de liberdade de um trator agrícola simples (Adaptado de TOLFO, 2022); (b) Modelo esquemático do corpo humano sentado com 12-GDL (Adaptado de ZAINAL *et al.*, 2018).

Para a Translação do assento a equação de movimento vem dada por:

$$m_a \ddot{z}_a = -k_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] \quad (3)$$

Para a Translação da cabine, vale:

$$m_{cb} \ddot{z}_{cb} = k_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] - k_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] - k_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] \quad (4)$$

Já para a Arfagem da cabine:

$$J_{cb} \ddot{\theta}_{cb} = k_a x_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] + k_{cb1} x_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] - k_{cb2} x_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] \quad (5)$$

Para a Translação do chassi, tem-se:

$$m_{ch} \ddot{z}_{ch} = k_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] + k_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] - k_{s1} [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{s2} [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] \quad (6)$$

Para a Arfagem do chassi, a equação dinâmica correspondente vem dada por:

$$J_{ch} \ddot{\theta}_{ch} = k_{cb1} x_{ch1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] + k_{cb2} x_{ch2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] + k_{s1} L_1 [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{s2} L_2 [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] \quad (7)$$

Para a Translação do eixo dianteiro, tem-se:

$$m_1 \ddot{z}_1 = k_{s1} [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{p1} (z_1 - \xi_1) \quad (8)$$

E por fim, a Translação do eixo traseiro, vem dada por:

$$m_2 \ddot{z}_2 = k_{s2} [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] - k_{p2} (z_2 - \xi_2) \quad (9)$$

É possível, assim, rearranjar as equações pelos respectivos graus de liberdade gerando uma matriz de rigidez  $[K]$ , amortecimento  $[C]$  e massa  $[M]$ . Resultando num sistema de equações diferenciais:

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F_e\}, \quad (10)$$

onde  $\{F_e\}$  é o vetor de forças externas e que, para irregularidades de pista pode ser descrito como:

$$F_e = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{p1} & 0; & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{p2} \end{bmatrix}^T \{\xi_1 \ \xi_2\}^T + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{p1} & 0; & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{p2} \end{bmatrix}^T \{\dot{\xi}_1 \ \dot{\xi}_2\}^T \quad (11)$$

O trator aqui simulado é um de porte médio semelhante a um John Deere 6125J, com peso aproximadamente de 7000 kg com cabine inclusa e distância entre eixos de 2,40 m. Os parâmetros de entrada e as distâncias geométricas do trator utilizadas para a realização da simulação são as mesmas das indicadas por TOLFO (2022), o qual buscou dados do trator John Deere 6125J, através de catálogos e informações obtidos diretamente na própria fábrica. A Tabela C.1 dos Apêndices apresenta as propriedades geométricas e físicas utilizadas.

### 3.2 Modelo Biodinâmico

Como indicado em ZAINAL *et al.* (2018), um modelo com doze graus de liberdade (12-GDL, Figura 1(b)) é proposto, sendo composto, para a dinâmica vertical por cérebro, crânio, pescoço, braços inferiores e superiores, torso, tórax, diafragma, abdômen, espinha torácica, espinha lombar e pélvis.

Na Tabela 2, pode-se encontrar os valores de massa, amortecimento e rigidez para cada componente do biodinâmico. O motorista encontra-se acoplado ao trator tendo como ponto de contato pontual o assento (grau de liberdade do trator) e pélvis (grau de liberdade do modelo biodinâmico).

Tabela 1 – Parâmetros do modelo biodinâmico com doze graus de liberdade (adaptado de ZAINAL *et al.*, 2018).

Massa (kg)	Amortecimento (N s/m)	Rigidez (N/m)
$m_{b1} = 27,230$	$c_{b1} = 370,8$	$k_{b1} = 25016,0$
$m_{b2} = 5,906$	$c_{b2} = 292,3$	$k_{b2} = 877,0$
$m_{b3} = 0,454$	$c_{b3} = 292,3$	$k_{b3} = 877,0$
$m_{b4} = 1,362$	$c_{b4} = 292,3$	$k_{b4} = 877,0$
$m_{b5} = 32,697$	$c_{b6} = 3581,6$	$k_{b6} = 67542,0$
$m_{b6} = 5,470$	$c_{b7} = 3581,6$	$k_{b7} = 67542,0$
$m_{b7} = 5,297$	$c_{b8} = 3581,6$	$k_{b8} = 67542,0$
$m_{b8} = 2,002$	$c_{b9} = 3581,6$	$k_{b9} = 67542,0$
$m_{b9} = 4,806$	$c_{b10} = 3581,6$	$k_{b10} = 67542,0$
$m_{b10} = 1,084$	$c_{b11} = 450,0$	$k_{b11} = 1800000,0$
$m_{b11} = 3,500$	$c_{b12} = 450,0$	$k_{b12} = 156000,0$
$m_{b12} = 1,500$	$c_{b54} = 292,3$	$k_{b54} = 877,0$
	$c_{b59} = 3581,6$	$k_{b59} = 52621,0$

Para o acoplamento do modelo biodinâmico de 12 GDL com o modelo de 7 GDL do trator, as únicas equações que precisam ser modificadas são a do assento e da pélvis. Por exemplo, a Equação (12), simplificada, sem o termo dissipativo, fica então:

$$m_a \ddot{z}_a = -k_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] + k_{b1} (z_{b1} - z_a), \quad (12)$$

onde  $k_{b1}$  é a rigidez da pélvis e  $z_{b1}$  o deslocamento vertical do correspondente grau de liberdade. Ao final haverá correções na diagonal da matriz de rigidez global assim como nos elementos de fora da diagonal. Serão considerado como pontos de interesse para análises posteriores o assento, cérebro e coluna lombar. Para efeitos de comparação valores de aceleração serão avaliados em termos dos seus históricos no tempo, do valor RMS (*Root Mean Square*) e valores máximos absolutos. Para a aceleração RMS no assento do motorista a Equação (13) e (14) indicam o valor RMS e máximo absoluto correspondentes.

$$a_{RMS\ assento} = \sqrt{(1/T) \int_0^T [\dot{z}_a(t)]^2 dt} \quad (13)$$

$$a_{M\acute{a}x.\ assento} = \max(|\ddot{z}_a(t)|), \quad (14)$$

Para o cérebro e coluna lombar, equações semelhantes serão utilizadas.

### 3.3 Pista e velocidades na avaliação da vibração em tratores segundo NBR ISO 5008 (2015)

Os perfis de pista utilizados neste trabalho seguem as especificações da NBR ISO 5008 (2015). A norma requer que se utilize dois perfis padrão de pista para os testes com objetivo de avaliar a segurança à vibração e transmissibilidade. Uma pista chamada lisa, mais suave, de comprimento igual a 100 metros e outra, identificada como rugosa, mais irregular, de 35 metros. As irregularidades, indicadas pela norma, de acordo com o comprimento de cada uma das duas pistas são apresentada no Apêndice B. Na pista lisa as elevações são definidas cada 160 mm, que é o dobro do intervalo entre as elevações da pista rugosa, de 80 mm. No que diz respeito às velocidades recomendadas pela norma para os testes, para perfil Rugoso indica-se velocidades constantes de 4, 5 e 7 km/h e para o perfil liso, 10, 12 e 14 km/h.

### 3.4 Filtro de Pneu

Várias abordagens de filtro de pneu são desenvolvidas em diferentes modelos, a mais simples, porém, é aquele que considera o toque do pneu num único ponto na pista, pois considera apenas a variação vertical da posição do centro do pneu, conforme PAULWELUSSEN (2015).

Assim, devido ao seu tamanho, o caminho que o centro do pneu desenvolve é diferente do perfil da pista, uma vez que obstáculos de determinada grandeza não serão percebidos pela roda. Para definir o problema, considere-se um obstáculo tipo degrau, sobre o qual está rolando uma roda rígida (Figura 2).

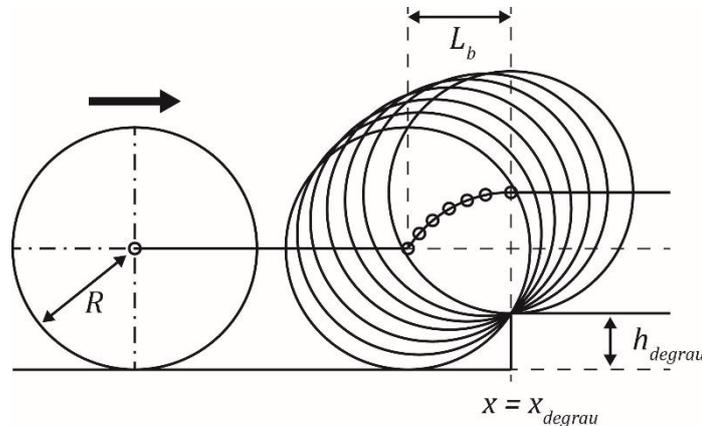


Figura 2 – Roda rígida, rolando sobre um degrau. PAULWELUSSEN (2015).

A roda toca a primeira vez o degrau no ponto  $x_{degrau}$  a uma distância  $L_b$  do seu centro. Nesse sentido, a forma descrita pelo eixo acima da pista ao percorrer a distância  $L_b$  pode ser descrita conforme a Equação (15),

$$z_{eixo} = \sqrt{R^2 - (x_{degrau} - x)^2} + h_{degrau} - R, \quad (15)$$

onde  $x$  varia entre as posições  $x_{degrau} - L_b$  até a posição  $x_{degrau}$ . Já a distância  $L_b$  pode ser descrita em termos da altura do degrau e do raio da roda rígida ( $R$ ), conforme a Equação (16),

$$L_b = \sqrt{R^2 - (R - h_{degrau})^2} \quad (16)$$

Assim, tem-se que o ponto onde a roda encontra o obstáculo, e se pode trazer essas informações para descrever o comportamento do pneu do trator agrícola como uma espécie de filtro de irregularidades na pista.

Neste trabalho, este comportamento de pneu rígido é avaliado no código principal através de uma sub-rotina que recebe como argumento o perfil da pista discretizado no passo de tempo do problema em questão e o raio de cada roda, dianteira e traseira, retornando o perfil da pista suavizada, isto é, a forma efetiva da curva do eixo da roda ao passar pelas irregularidades.

### 3.5 Integração de Newmark linear para deslocamentos, velocidades e acelerações.

A base de comparação para este trabalho é a integração numérica implícita de Newmark tradicional, o qual assume uma variação linear da aceleração entre passos de tempo. Os parâmetros  $\alpha$  e  $\beta$  nas Equações (17), (18) e (19) devem respeitar  $\alpha \geq (1/4)(\beta + 1/2)^2$  e  $\beta \geq 1/2$  para que o método seja incondicionalmente estável. Dessa forma, discretiza-se o tempo utilizando, por. um passo  $\Delta t = 10^{-3}$  s. Para cada instante de tempo, primeiro avalia-se a equação para deslocamento Equação (17), depois para aceleração e velocidade, Equações (18) e (19) e prossegue-se com os passos de tempo, repetindo-se o processo.

$$\{z\}_{i+1} = \left[ \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} [M] + \frac{\beta}{\alpha \Delta t} [C] + [K] \right]^{-1} \times \left\{ \vec{F}_{i+1} + [M] \left( \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \{z\}_i + \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{z}\}_i + \left( \frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \{\ddot{z}\}_i \right) + [C] \left( \frac{\beta}{\alpha \Delta t} \{z\}_i + \left( \frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \{\dot{z}\}_i + \left( \frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \{\ddot{z}\}_i \right) \right\} \quad (17)$$

$$\{\ddot{z}\}_{i+1} = \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} (\{z\}_{i+1} - \{z\}_i) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{z}\}_i - \left( \frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \{\ddot{z}\}_i \quad (18)$$

$$\{\dot{z}\}_{i+1} = \{\dot{z}\}_i + [(1 - \beta)\{\ddot{z}\}_i + \beta\{\ddot{z}\}_{i+1}]\Delta t \quad (19)$$

Para todas as análises apresentadas, são gerados gráficos de deslocamentos, velocidades e acelerações – tanto lineares quando angulares. Essas análises foram desenvolvidas utilizando o software Matlab (2012).

### 3.6 Método de Newmark Quadrático para integração

O método de integração proposto por GHALAMPOUR *et al.* (2015) baseia-se basicamente na hipótese de variação quadrática das acelerações entre intervalos de tempo de integração, diferentemente do método de Newmark, que assume uma variação linear. Sendo assim, intrinsecamente já é um método mais acurado que o de Newmark, mantidos os mesmos intervalos de tempo para integração. Partindo-se de uma aproximação de Taylor para as acelerações e truncando os termos até a quarta ordem, tem-se:

$$\{z\}_{i+1} = \{z\}_i + \Delta t \{\dot{z}\}_i + \left( \frac{\Delta t^2}{2} \right) \{\ddot{z}\}_i + \left( \frac{\Delta t^3}{6} \right) \{\dddot{z}\}_i + \alpha \Delta t^4 \{z^{iv}\}_i \quad (20)$$

$$\{\dot{z}\}_{i+1} = \{\dot{z}\}_i + \Delta t \{\ddot{z}\}_i + \left( \frac{\Delta t^2}{2} \right) \{\dddot{z}\}_i + \delta \Delta t^3 \{z^{iv}\}_i, \quad (21)$$

sendo  $\alpha$  e  $\delta$  parâmetros a serem determinados.

Assim, se a aceleração variar quadraticamente entre  $t - \Delta t$  e  $t + \Delta t$ , chega-se a:

$$\{\ddot{z}\}_i = (1/2\Delta t)[\{\ddot{z}\}_{i+1} - \{\ddot{z}\}_{i-1}] \quad (22)$$

$$\{z^{iv}\}_i = (1/\Delta t^2)[\{\ddot{z}\}_{i-1} - 2\{\ddot{z}\}_i + \{\ddot{z}\}_{i+1}] \quad (23)$$

Finalmente, substituindo Equação (22) e (23) nas equações (20) e (21), chega-se à equação implícita de recorrência do método de Newmark quadrático:

$$\{z\}_{i+1} = \{z\}_i + \Delta t \{\dot{z}\}_i + \left[ \left( \alpha - \frac{1}{12} \right) \{\ddot{z}\}_{i-1} + \left( \frac{1}{2} - 2\alpha \right) \{\ddot{z}\}_i + \left( \alpha + \frac{1}{12} \right) \{\ddot{z}\}_{i+1} \right] \Delta t^2 \quad (24)$$

$$\{\dot{z}\}_{i+1} = \{\dot{z}\}_i + \left[ \left( \delta - \frac{1}{4} \right) \{\ddot{z}\}_{i-1} + (1 - 2\delta) \{\ddot{z}\}_i + (\delta + 1/4) \{\ddot{z}\}_{i+1} \right] \Delta t \quad (25)$$

Este método reduz-se ao método tradicional de Newmark quando  $\delta = 1/4$  e  $\alpha = 1/12$ , sendo, portanto, um melhoramento do método de Newmark tradicional. Neste trabalho, para melhor performance do algoritmo, utilizou-se  $\delta = 0,33$  e  $\alpha = 1/6$ , assegurando também a estabilidade incondicional para o intervalo de tempo de integração  $\Delta t$  escolhido (igual ao do Newmark tradicional).

## 4 METODOLOGIA UTILIZADA E RESULTADOS

### 4.1 Propriedades geométricas de inércia, rigidez e amortecimento para o trator agrícola

As propriedades geométricas implementadas no Matlab (2012) são as mesmas usadas em TOLFO (2022), assim como o modelo de trator agrícola retirado do catálogo da empresa John Deere, isto é, o modelo segue os atributos descritos no apêndice C. Os graus de liberdade adotadas são, portanto, biodinâmico (detalhado na seção 3.6), assento do motorista, cabine, chassi, pneus dianteiros e traseiros. A massa total do modelo de suspensão é de 7000 kg, incluindo o modelo biodinâmico.

Foi definido uma situação com o modelo de trator para ser tomado como padrão de referência para as comparações. Ele consta do modelo aqui descrito utilizando a integração de Newmark tradicional, sem filtro do pneu, sem modelo biodinâmico, trafegando a uma velocidade de 4 km/h em pista rugosa da norma. Por outro lado, o problema quando considera o biodinâmico no código desenvolvido, resultou em um modelo com dezenove graus de liberdade – doze GDL do biodinâmico e 7 GDL do modelo dinâmico do trator agrícola. Foram feitos quarenta e oito testes-base para avaliar o impacto que cada proposta deste trabalho teve na situação de referência anterior. O objetivo foi de avaliar o comportamento dos sinais no tempo para as modificações propostas neste trabalho. Cada teste se refere a uma combinação dos tipos de modificações propostas neste trabalho. Assim, testou-se (i) variações dos dois métodos de integração, ou seja, de Newmark tradicional e quadrático GHOLAMPOUR (2015), (ii) três velocidades para cada perfil de pista, rugosa (4, 5 e 6 km/h) e lisa (10, 12 e 14 km/h), (iii) a presença do filtro do pneu ligado ou desligado, e (iv) a presença do biodinâmico ou não (simulado como todas as massas rigidamente conectadas entre si). Ainda, foram calculados os valores RMS das acelerações e o parâmetro SEAT (*Seat Effective Amplitude Transmissibility*), o qual permite avaliar a transmissibilidade entre base do assento e assento, como requer a referida norma.

A Figura 3 indica o resultado do filtro do pneu aplicado ao perfil de pista analisado neste exemplo comparando-o ao perfil original. Percebe-se claramente que o perfil filtrado é mais suave que o perfil original, tendo sido “filtradas” algumas irregularidades devido ao diâmetro do pneu, o qual passa por cima das mesmas sem percebê-las.

### 4.2 Situação de referência para comparações

Os resultados da situação de referência (base) estão na Tabela D.1 do Apêndice D, onde os parâmetros para as simulações utilizados estão descritos na Tabela D.2 do mesmo Apêndice. O teste 1 corresponde a esta situação. Assim, as Figuras 4 a 9 foram geradas a partir da pista rugosa com velocidade de 4 km/h, sem biodinâmico e sem filtro de pneu. A máxima aceleração no assento é 9,18 m/s<sup>2</sup>, aceleração RMS no assento é 4,51 m/s<sup>2</sup>, o coeficiente SEAT é 1,03 – estável entre os testes –, a aceleração RMS no cérebro é 4,52 m/s<sup>2</sup>. Esses dados podem ser encontrados no Apêndice D, onde este teste ocupa a posição do item 25.

A seguir são apresentados os resultados das simulações numéricas para o grau de liberdade do assento, do chassi e sua arfagem, forças de reação do solo nas rodas dianteira e traseira, para fins de comparação posterior com as implementações feitas neste trabalho. Já o GDL no cérebro e coluna lombar não foram plotados devido ao fato de que esta situação de referência é feita com biodinâmico e filtro desligados. A forma das curvas e seus valores para esses dois graus de liberdade seguem, portanto, os mesmos da Figura 4 do assento.

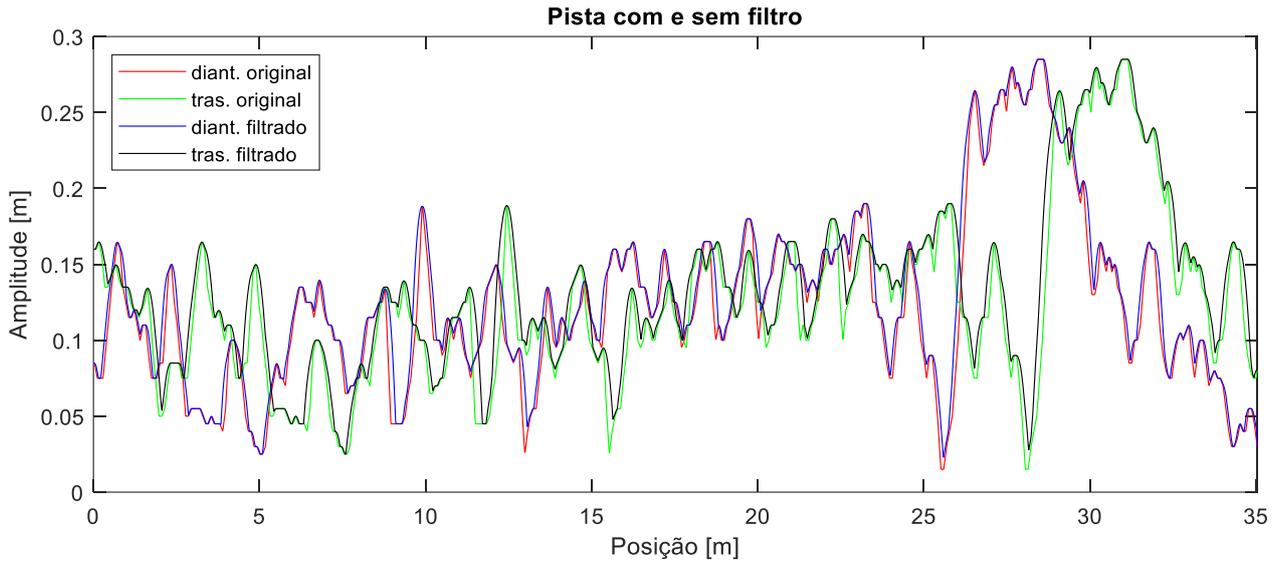


Figura 3 – Comparação entre testes com filtro e sem filtro aplicado.

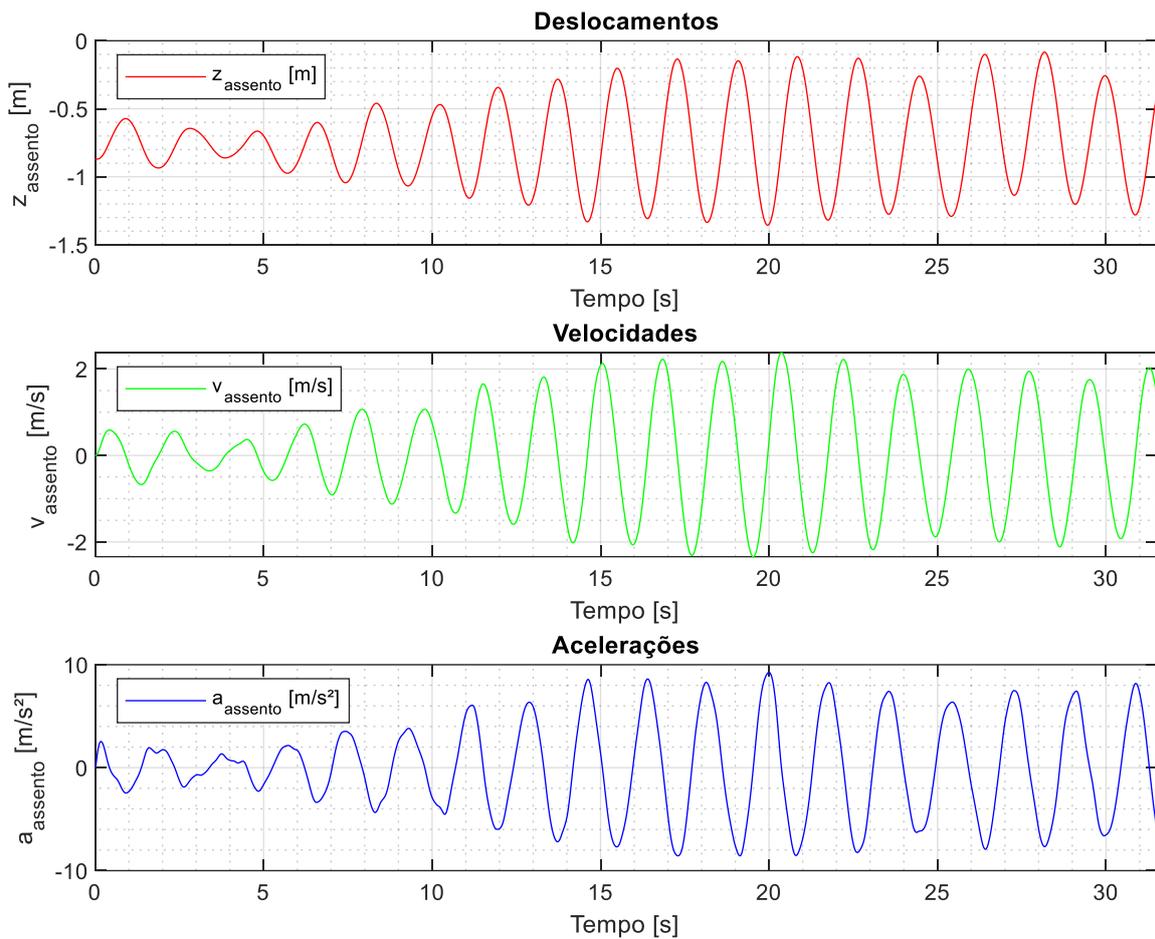


Figura 4 – Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do operador na pista rugosa a 4 km/h.

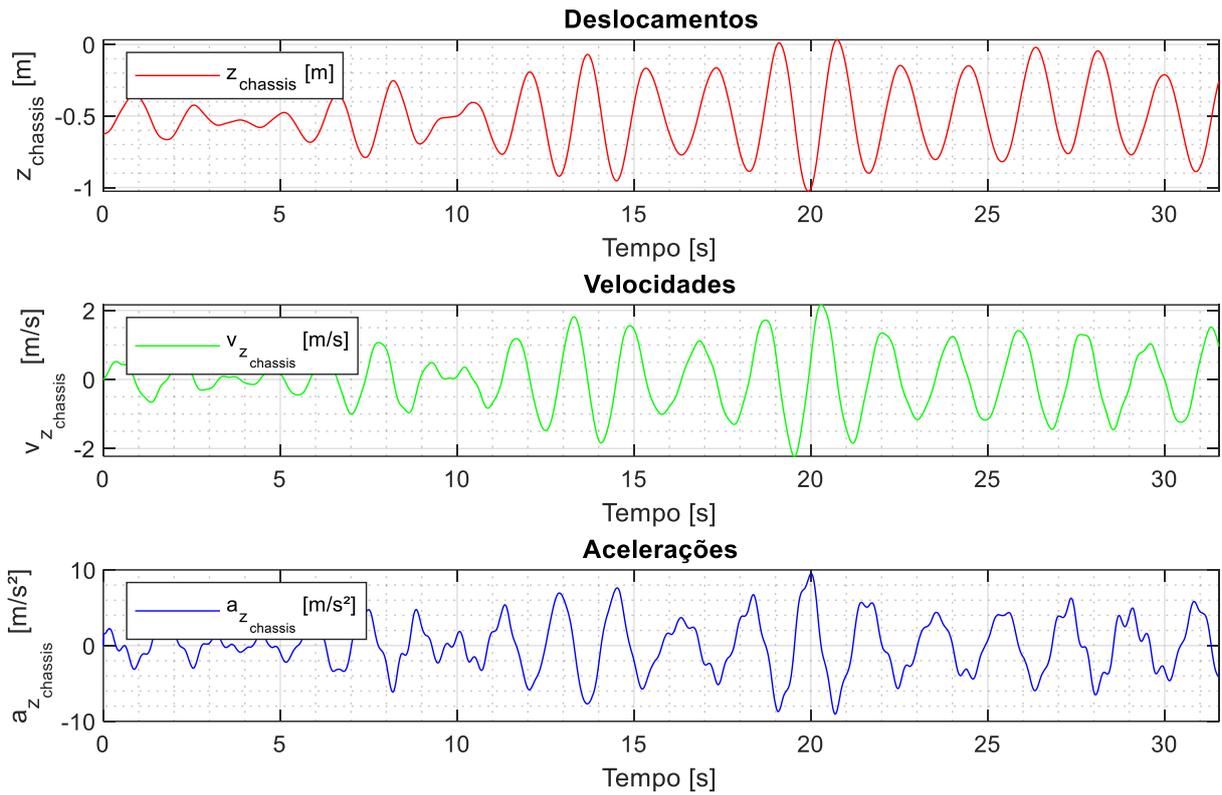


Figura 5 – Deslocamentos, velocidades e acelerações no chassi na pista rugosa a 4 km/h.

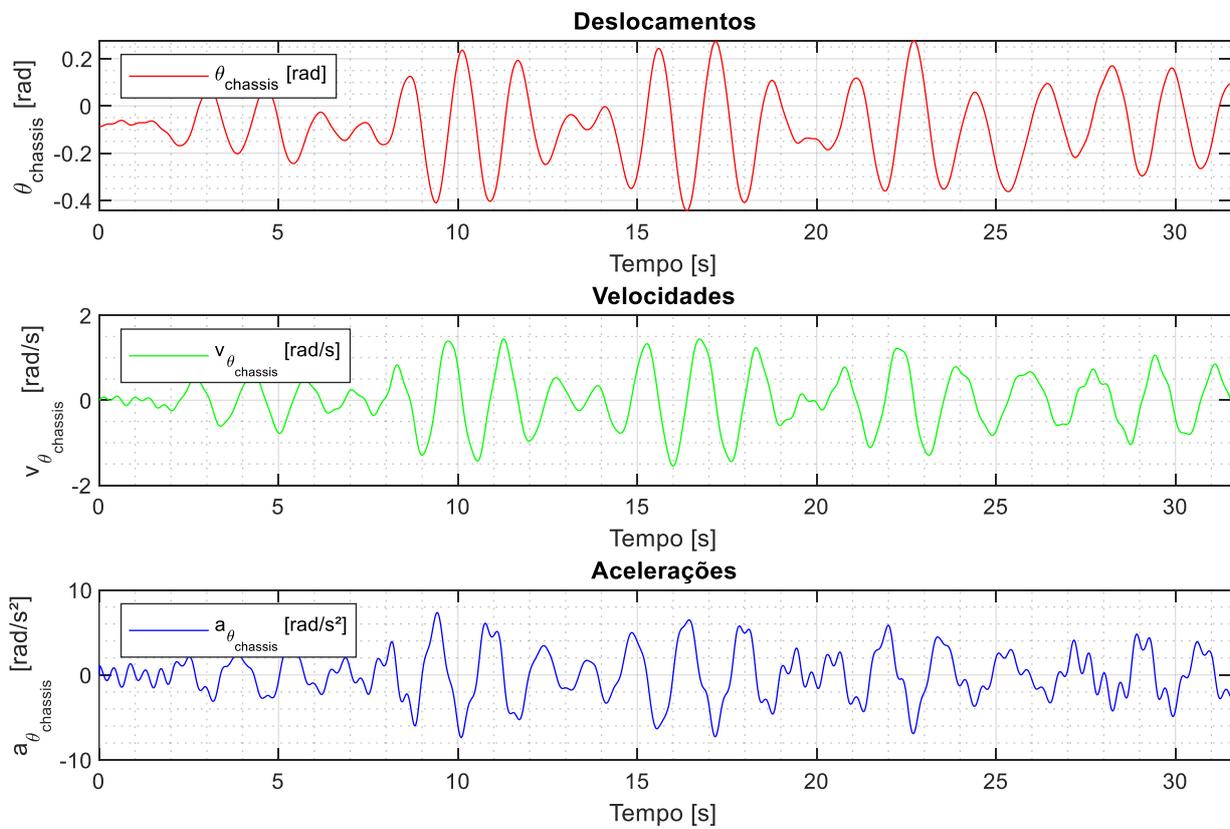


Figura 6 – Deslocamentos, velocidades e acelerações no chassi – arfagem – na pista rugosa a 4 km/h.

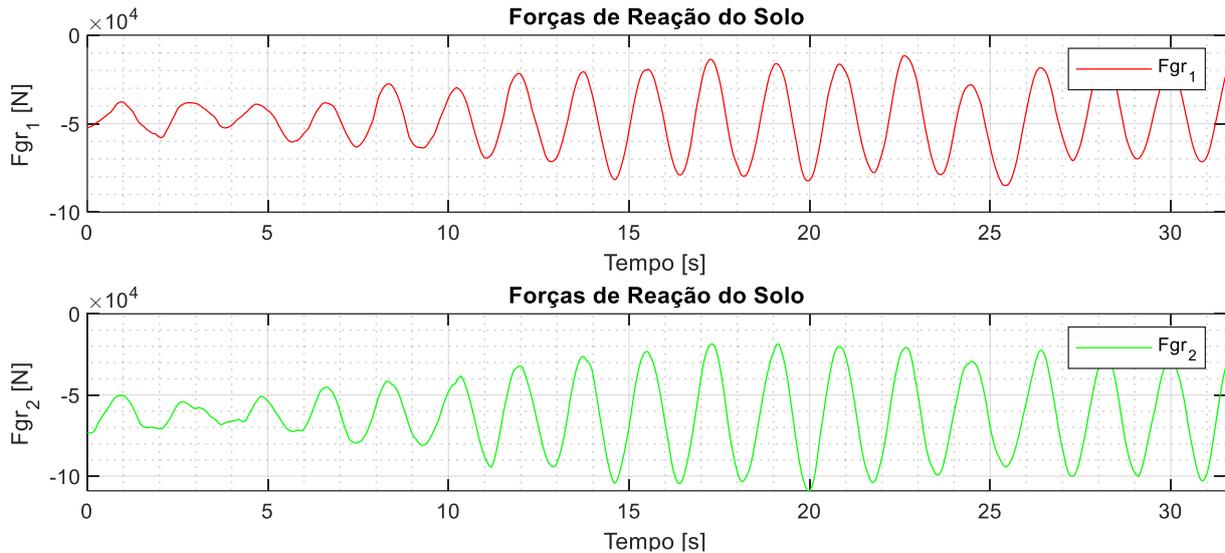


Figura 7 – Forças de reação do solo nas rodas dianteira e traseira.

Um resultado importante que pode ser conferido na Figura 7 é que não houve forças de reação do solo com valores positivos, isto mostra que não há descolamento do pneu da pista. Dessa forma, percebe-se que o solo pressiona o pneu em todos os momentos. Já na Figura 6 valores para arfagem, o valor máximo é em torno de  $-0,4$  radianos ( $-22^\circ$ ) no tempo de 16 segundos. Na Figura 4, tem-se o histórico da curva para o assento. O valor máximo para a aceleração absoluta fica próximo de  $10 \text{ m/s}^2$ . Para os graus de liberdade na lombar e no cérebro do biodinâmico, não mostrados, estes apresentam o mesmo comportamento, uma vez que o biodinâmico está desligado (massas do modelo biodinâmico acopladas por rigidezes muito grandes), o que unifica o movimento de seus graus de liberdade com o do assento.

Uma análise modal foi realizada com modelo do trator a partir do cálculo de autovalores e autovetores que resultou nas frequências naturais e modos de vibração (primeiros 5) da Tabela 2. Apenas as formas modais correspondentes ao trator (7GDL são apresentadas).

A frequência natural do 1º modo de vibração de (0,5988 Hz) correspondente basicamente ao movimento do assento do motorista que aparece nos gráficos anteriores de históricos no tempo de aceleração (por exemplo, Figura 4 do assento do motorista). Esta frequência pode ser medida a partir do período de vibração dos sinais, sendo, portanto, um modo de vibração importante para a vibração do trator.

Tabela 2 – Resultados da análise modal para o modelo de trator estudado.

Modo	1	2	3	4	5	
Frequência Natural (Hz)	0,5988	0,7721	1,2459	2,5302	3,9184	
Razão de Amortecimento $\zeta$	2.4263e-03	8.3779e-04	6.5867e-01	1.9329e-03	5.4415e-01	
	GDL	$\varphi_1$	$\varphi_2$	$\varphi_3$	$\varphi_4$	$\varphi_5$
Forma Modal do trator (Não normalizada)	1	0,2625	0,0107	-0,2772	-0,0098	-0,1102
	2	0,1860	0,1122	-0,0048	0,0836	0,5902
	3	0,0427	-0,2289	-0,0269	-0,1209	0,7008
	4	0,1412	0,3436	0,0084	0,1376	-0,0311
	5	0,0762	-0,4879	0,0044	-0,1786	-0,0086
	6	0,0157	0,7574	0,0014	-0,9624	0,0054
	7	0,2044	-0,0613	0,0120	-0,0106	-0,0382

### 4.3 Parâmetro SEAT da NBR 5007 (2017)

A NBR ISO 5008(2015) define os critérios de como os testes com o trator e pista devem ser feitos, dentre eles é determinado que o valor RMS das acelerações do chassi e do assento devem ser

reportados. Por outro lado, a NBR ISO 5007(2017) indica a avaliação do SEAT, que é a razão entre as acelerações RMS do assento e da base do assento preso à cabine, como item também a ser reportado nos testes. A categoria do trator agrícola de base para este trabalho é a AG3 definido na referida norma, que tem peso máximo acima de 6500 kg. A NBR ISO 5007(2017) define que um valor normal para o parâmetro SEAT para a categoria AG3 de tratores agrícolas deve ficar em torno da unidade. No apêndice D, temos os resultados para as acelerações RMS, o parâmetro SEAT, indicando que neste caso, para as simulações aqui avaliadas, foram respeitados os valores recomendados pela norma.

O valor mais alto encontrado dentre os quarenta e oito testes é de 1,031 para a menor velocidade – 4 km/h, referente à pista rugosa – independentemente do algoritmo de integração, com a sub-rotina do filtro estar ativa e do biodinâmico estar ativo.

#### 4.4 Conforto e segurança segundo a ISO 2631-1 (1997)

A norma ISO 2631-1(1997) apresenta uma classificação que leva em consideração os valores RMS das acelerações calculadas no assento do motorista. A Tabela 3 apresentam a forma de classificação da norma para o conforto.

Tabela 3 – Classificação de conforto do assento do motorista conforme ISO 2631-1 (1997).

<b>Aceleração</b>	<b>Classificação</b>
<0,315 m/s <sup>2</sup>	Não desconfortável
0,315 m/s <sup>2</sup> a 0,63 m/s <sup>2</sup>	Um pouco desconfortável
0,5 m/s <sup>2</sup> a 1,0 m/s <sup>2</sup>	Levemente desconfortável
0,8 m/s <sup>2</sup> a 1,6 m/s <sup>2</sup>	Desconfortável
1,25 m/s <sup>2</sup> a 2,5 m/s <sup>2</sup>	Muito desconfortável
>2,0 m/s <sup>2</sup>	Extremamente desconfortável

A aceleração ponderada RMS no assento é calculada por  $a_{w\ RMS} = \sqrt{(1/T) \int_0^T [a_w(t)^2] dt}$ , onde  $a_w = \sum_i \sqrt{(w_i \ddot{z}_i)^2}$  os pesos,  $w_i$ , da  $i$ -ésima banda de frequência da aceleração correspondente,  $\ddot{z}_i$ , são encontrados na ISO 2631-1 (1997).

De acordo com a Tabela 1 do Apêndice D, nota-se que os valores de aceleração RMS do assento do motorista durante a simulação independentemente do *solver*, do biodinâmico e da sub-rotina do filtro estarem ativos, é alto no que diz respeito à norma sobre o conforto. A uma velocidade de 4 km/h a situação fica classificada numa zona identificada como muito desconfortável. Neste sentido, a vibração das irregularidades excita frequências naturais do sistema biodinâmico, o que resulta em amplificação da vibração nestas situações. Além disto, o veículo naturalmente tem certas frequências naturais, portanto dependendo da sua velocidade e excitação da base, há chance de acontecer amplificação – uma possível explicação para o contrassenso de velocidades menores causarem maior aceleração (Tabela 1 do Apêndice D). Quando se passa pelas irregularidades com uma velocidade muito baixa, não ocorre essa excitação, todavia, à medida que se tem velocidades maiores, estas frequências de excitação podem se aproximar às frequências do trator ou mesmo do modelo biodinâmico, podendo haver ressonância e, portanto, amplificação. Além disto, o perfil de pista rugoso é extremamente irregular com solavancos, de acordo com TOLFO (2022). Em todas as simulações, segundo a norma, estamos em uma zona classificada como muito desconfortável.

A aceleração alta no cérebro pode ser resultado de alguma vibração que acontece em GDL inferiores, antes de chegar no cérebro. De outra forma, a amplificação da vibração é resultado de alguma ressonância por frequência natural de alguma parte do corpo entre o cérebro e o assento.

#### 4.5 Efeito da aplicação do filtro do pneu

Para comparar-se o efeito da aplicação ou não do filtro de pneu às simulações, parte-se da ideia de que a mesma pista, o mesmo método de integração e mesma velocidade devem ser aplicadas. A diferença será apenas para a aplicação do filtro de pneu. Para esta seção, define-se que o biodinâmico

estará sempre desligado a fim de que seja avaliada apenas a influência do filtro na simulação numérica. A Tabela 4 indica as comparações entre os testes (Apêndice D) levando em conta a aceleração na lombar e no assento do motorista de acordo com  $(\ddot{z}_{ifiltro=1} - \ddot{z}_{ifiltro=0})/\ddot{z}_{ifiltro=0}$ , onde valores positivos indicam aumento da grandeza quando o filtro do pneu for utilizado.

Tabela 4 – Influência da aplicação ou não do filtro de pneu para acelerações no assento.

Comparação entre Testes	Alg. Integração	Pista	Velocidade [km/h]	Max Acel. Absoluta Assento
1 e 4	1	1	4	-1,66%
25 e 28	2	1	4	-2,00%
2 e 5	1	1	5	-7,69%
26 e 29	2	1	5	-7,69%
3 e 6	1	1	7	-1,34%
27 e 30	2	1	7	-1,34%
13 e 16	1	2	10	-11,61%
37 e 40	2	2	10	-11,62%
14 e 17	1	2	12	-7,24%
38 e 41	2	2	12	-7,15%
15 e 18	1	2	14	-12,57%
39 e 42	2	2	14	-12,59%

Pista:1-Lisa, 2- Rugosa; Alg. Integ.: 1-Newmark, 2-Quadrático, Max Acel. Absoluta em relação à situação e referência anteriormente apresentada.

Pode-se observar que as acelerações no assento geralmente diminuem quando o filtro de pneu é ligado. Do ponto de vista da máxima aceleração no assento, a influência do filtro do pneu, de forma geral, aumenta quanto maior for a velocidade do trator. Pode-se notar que a resposta com o filtro de pneu ligado independe do método de integração utilizado no que diz respeito à máxima aceleração no assento. É importante ressaltar que o filtro do pneu possui um custo de tempo computacional. Para os testes realizados aqui, este custo foi de cinco a dezoito vezes maior que os casos sem aplicação do filtro, sendo os testes com velocidades menores e pista com maior comprimento mais custosos. Isso acontece porque o número de pontos enviados à sub-rotina do filtro do pneu é proporcional ao tempo gasto pelo veículo percorrendo a pista, portanto, quanto menor a velocidade do veículo, mais tempo leva-se para percorrer a pista e mais pontos deverão ser filtrados.

#### 4.6 Efeito da presença do biodinâmico

Dentro dos quarenta e oito testes feitos, pode-se separar alguns grupos para que se possa ver a influência do uso do modelo biodinâmico. Para esta seção, definiu-se que o filtro de pneu está desligado para então verificar o impacto do biodinâmico sobre os valores de aceleração no cérebro e na lombar do motorista.

As colunas da Tabela 5 foram calculadas de acordo com  $(\ddot{z}_{ibio=1} - \ddot{z}_{ibio=0})/\ddot{z}_{ibio=0}$  (lembrando que as comparações são entre os graus de liberdade com seus respectivos graus de liberdade e sem o biodinâmico ativo, e não entre a lombar e o assento). Desta forma, valores positivos indicam variações positivas quando o modelo biodinâmico é usado. De forma geral, o modelo biodinâmico resultou em maiores acelerações no cérebro e na lombar. Além disso é possível notar uma correlação entre a velocidade do veículo e as diferenças nas acelerações, onde maiores velocidades acarretam maiores acelerações no cérebro e na lombar.

Tabela 5 – Influência do biodinâmico na aceleração no cérebro e na lombar. Acelerações em [m/s<sup>2</sup>].

Comparação	Alg. Integração	Pista	Velocidade [km/h]	Max Acel. Abs. Assento	Max Acel. Abs. Lombar
1 e 7	1	1	4	9,007%	7,215%
25 e 31	2	1	4	8,610%	6,825%
2 e 8	1	1	5	10,564%	8,670%

26 e 32	2	1	5	11,192%	8,683%
3 e 9	1	1	7	11,101%	8,959%
27 e 33	2	1	7	11,536%	8,987%
13 e 19	1	2	10	11,739%	9,156%
37 e 43	2	2	10	12,439%	9,189%
14 e 20	1	2	12	11,186%	9,216%
38 e 44	2	2	12	11,890%	9,223%
15 e 21	1	2	14	11,464%	9,387%
39 e 45	2	2	14	12,357%	9,409%

Pista: 1-Lisa, 2- Rugosa; Alg. Integ.: 1-Newmark, 2-Quadrático, Max Acel. Absoluta em relação à situação e referência anteriormente apresentada.

#### 4.7 Efeito do integrador Newmark Quadrático

Assim como foi feito em GHOLAMPOUR (2013), uma simulação de passo de tempo  $10^{-6}$  s a fim de que o tempo de integração seja o mais preciso possível (assumido como referência o método de Newmark Tradicional).

Na Tabela 6, tem-se o tempo gasto, aceleração máxima no assento, aceleração RMS no assento e sua ponderação, o fator A(8), SEAT, a aceleração no cérebro e a aceleração na lombar. Os resultados são gerados usando Newmark Tradicional e Quadrático, com biodinâmico desativado. Todos os testes foram realizados à mesma velocidade – 4 km/h na pista rugosa. Além de fixada essa velocidade, tem-se que o valor A(8) ficou estável em torno de 1,300, já o SEAT ficou em torno de 1,030. O integrador identificado por 1 é o de Newmark Tradicional, já o identificado por 2 é o de Newmark Quadrático.

Da Tabela 6, identifica-se que o método de Newmark Quadrático se aproxima do resultado de referência (com tempo de integração de  $10^{-6}$  s) um pouco melhor do que o método tradicional de Newmark para todos os parâmetros testados. Enquanto tem-se um erro de 0,0215% para o primeiro, o segundo tem erro de 0,2572% para esse caso específico no que diz respeito à Máxima aceleração absoluta no assento. A comparação leva em conta esse pico, porque os outros parâmetros RMS não são bons em revelar estas pequenas diferenças. Isso acontece devido ao fato das informações nesses sinais estarem diluídas pelo valor RMS. Desta forma, a aceleração máxima, que trata de um ponto específico é uma melhor forma de comparação.

Tabela 6 – Comparação de parâmetros para simulação com  $\Delta t = 10^{-6}$  s. Acelerações em  $[m/s^2]$ .

Passo $\Delta t$ [s]	Integrador	Tempo [s]	$a_{M\acute{a}x. ass}$	$a_{RMS ass}$	$a_w RMS$	A(8)	SEAT
$10^{-6}$ (ref.)	1	352,5111	9,1822	4,5107	1,8388	1,3002	1,0303
$10^{-3}$	1	0,0522	9,1587	4,499	1,8338	1,2967	1,0304
$10^{-3}$	2	0,0768	9,1842	4,5154	1,8408	1,3016	1,0304
$10^{-2}$	1	0,0051	8,9690	4,3943	1,7906	1,2661	1,0304
$10^{-2}$	2	0,0077	9,2575	4,5628	1,860	1,3154	1,0304

Ainda na Tabela 6, após alguns ajustes no algoritmo, pôde-se testar um  $\Delta t$  maior,  $10^{-2}$  s. Dessa forma, nota-se que a diferença dos picos de aceleração aumenta quando comparados os dois métodos de integração no tempo. A diferença entre Newmark tradicional com passo de  $10^{-2}$  s para o com passo  $10^{-6}$  s é 2,32%. Por outro lado, quando se compara o método de Newmark quadrático com passo  $10^{-2}$  s com a solução com passo de tempo de  $10^{-6}$  s, obtém-se apenas 0,814% de erro. Cabe ressaltar que foi necessário alterar o fator  $\beta$  do método de integração de Newmark Tradicional para que houvesse convergência em alguns dos testes. Também vale destacar que os testes realizados nesta seção foram realizados em um computador Intel(R) Core(TM) i5-9600KF CPU @ 3.70GHz e 16GB RAM.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho incluiu um modelo biodinâmico para o motorista, filtro de pneu e um método de Newmark Quadrático para a simulação numérica de um modelo físico de um trator de porte médio. Do ponto de vista do biodinâmico, a sua ativação influenciou a máxima aceleração no assento. Nos casos das velocidades intermediárias para cada tipo de pista, houve a maior diferença entre os valores da máxima aceleração do assento quando o biodinâmico era ativado. Quando o biodinâmico é ativado na pista rugosa a 5 km/h, a máxima aceleração no assento cai em aproximadamente 6%, independentemente do método de integração usado. Já a ativação na pista lisa a 10 km/h aumenta a aceleração máxima no assento em aproximadamente 2%. A ativação do biodinâmico não influenciou significativamente o custo computacional. Todavia, a implementação do problema é aumentada, uma vez que é necessária a análise de acoplamento entre os graus de liberdade entre biodinâmico e trator. Além disso, o maior número de graus de liberdade aumenta o trabalho inicial de organização no que diz respeito aos posicionamentos nas matrizes dentro do algoritmo em Matlab (2012).

Além do mais, o custo computacional é aumentado de cinco a dezoito vezes quando o filtro de pneu é considerado, pois o número pontos do perfil a serem filtrados é aumentado nessa proporção. A diferença da máxima aceleração no assento, assim como seu valor RMS é diminuída em todas as velocidades testadas. Em média, a ativação do filtro de pneu leva a aceleração máxima a diminuir em aproximadamente 7%, já para o valor RMS da aceleração no assento é diminuída em 5%.

Para os testes com passo de tempo igual a  $10^{-2}$ s, o método de Newmark Quadrático apresentou mais de duas vezes menos erro quando comparado ao Tradicional, e um aumento do custo computacional em torno de 3,6%. Também, o método de Newmark Quadrático chegou a dez vezes menos erro em comparação ao tradicional, porém 15% de aumento do custo computacional para um passo de tempo igual a  $10^{-3}$ s. Por conseguinte, o método de Newmark Quadrático se mostra interessante para problemas complexos, pois pode-se aumentar o passo de tempo, diminuindo o tempo total de simulação sem perder precisão, quando em comparação ao método Tradicional.

Portanto, do ponto de vista das normas de segurança, a consideração do biodinâmico em testes é bastante importante, porque sem ele a aceleração no assento é menor do que seria com sua implementação, o que causa impacto na classificação do assento, por exemplo, frente a norma 2631-1(1997). Já para o filtro de pneu, ainda sobre a perspectiva das normas de segurança, para o caso de considerar ou não o filtro do pneu com roda rígida, causa grandes mudanças na aceleração do assento. Todavia, a não consideração do filtro de pneu nos leva a valores conservativos, uma vez que a aceleração no assento é maior do que seria com a sua consideração.

Nesse sentido, quando pensamos sobre a perspectiva dos fabricantes de tratores, a consideração do biodinâmico é mais importante que levar o filtro do pneu em conta, uma vez que projetando-se assentos capazes de controlar as vibrações para esse caso, as excitações causadas por uma eventual aplicação do filtro de pneu também seriam controladas devido ao menor impacto no valor final da aceleração no assento.

Nessa esteira, o uso do método de Newmark Quadrático para projetos é um caminho que torna simulações numéricas iniciais ainda mais rápidas, sem que se perca a acurácia de um método com passo de tempo mais refinado. Na indústria, os problemas e suas simulações são ainda mais complexos, por isso, essa redução do passo de tempo é muito importante, pois possibilita uma redução de tempo de simulação de até dez vezes, resultando em previsões ainda melhores e fiéis a realidade para os modelos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. “**NBR ISO 5008:2015 - Tratores agrícolas de rodas e máquinas de campo - Medição da vibração transmitida ao corpo inteiro do operador**”, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2015.

\_\_\_\_\_. “**NBR ISO 5007:2017 - Tratores agrícolas de rodas - Assento do operador - Medição em laboratório da vibração**”, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2017.

BRUNETTI, J., D’AMBROGIO, W., FREGOLENT A. **Analysis of the Vibrations of Operators’ Seats in Agricultural Machinery Using Dynamic Substructuring**. Applied Sciences, 2021.

GHOLAMPOUR, A., KARIMI-RAD, M. **A New Unconditionally Stable Time Integration Method for Analysis of Nonlinear Structural Dynamics**, Journal of Applied Mechanics, V.80, 021024-1, 2013.

GOBBI, M., MASTINU, G., PREVIATI, G. “**Farm tractors with suspended front axle: Anti-dive and anti-lift characteristics**”. Journal of Terramechanics 56 (2014) 157 - 172.

ISO 5007:2002. “**Agricultural wheeled tractors — Operator’s seat — Laboratory measurement of transmitted vibration**”; Technical Report; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2002.

ISO 5008:2015. “**Agricultural Wheeled Tractors and Field Machinery—Measurement of Whole-Body Vibration of the Operator**”; Technical Report; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2002

ISO 2631-1: 1997. “**Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration**”. (Amendment 1, 2010.), 1997.

PAUWELUSSEN, J. P. **Essentials of Vehicle Dynamics**. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2015.

SANDI, J. “**Avaliação da vibração incidente sobre o operador de trator agrícola e pista de ensaio padronizada, em pista de concreto e em condições de campo**”. UNESP, 2018,

SPELTA, C., SAVARESI, S. M., PREVIDI, F., GALLI, F. TREMOLADA, S. “**Modeling and Identification of Vertical Dynamics of an Agricultural Machine**’. 18<sup>th</sup>. IEEE International Conference on Control Applications, Part of 2009 IEEE Multi-conference on Systems and Control, Saint Petersburg, Russia, July 8-10, 2009.

TOLFO, A. A. “**Modelamento de um trator agrícola e avaliação do Comportamento dinâmico**”. Trabalho de Conclusão de Curso. Departamento de Engenharia Mecânica, 15f. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2022.

ZAINAL, N.A., ZAKARIA, M. A., BAARATH, K. “**A study on the exposure of vertical vibration towards the brain on seated human driver model**”, Intelligent Manufacturing & Mechatronics, 2018.

ZHENG, E., ZHONG, X., ZHU, R., XUE, J., CUI, S., GAO, H., LIN, X. “**Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle**”. Bio-Systems Engineering, 186 (2019) 14 - 33.

**APÊNDICE A – Matrizes para o modelo de trator**

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{cb} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{cb} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{ch} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{ch} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

Figura A. 1 – Matriz de massa do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & -k_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_a & (k_a + k_{cb1} + k_{cb2}) & (k_a x_a - k_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2}) & -(k_{cb1} + k_{cb2}) & -(k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ -k_a x_a & (k_a x_a - k_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2}) & (k_a x_a x_a + k_{cb1} x_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{cb1} x_{ch1} - k_{cb2} x_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ 0 & -(k_{cb2} + k_{cb1}) & (k_{cb1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} + k_{cb2} + k_{s1} + k_{s2}) & (k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2} - k_{s1} L_1 + k_{s2} L_2) & -k_{s1} & -k_{s2} \\ 0 & -(k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2}) & (k_{cb1} x_{ch1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{ch2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2} - k_{s1} L_1 + k_{s2} L_2) & (k_{cb1} x_{ch1}^2 + k_{cb2} x_{ch2}^2 + k_{s1} L_1^2 + k_{s2} L_2^2) & +k_{s1} L_1 & -k_{s2} L_2 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{s1} & +k_{s1} L_1 & k_{s1} + k_{p1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{s2} & -k_{s2} L_2 & 0 & k_{s2} + k_{p2} \end{bmatrix}$$

Figura A. 2 – Matriz de rigidez do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & -c_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_a & (c_a + c_{cb1} + c_{cb2}) & (c_a x_a - c_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2}) & -(c_{cb1} + c_{cb2}) & -(c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ -c_a x_a & (c_a x_a - c_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2}) & (c_a x_a x_a + c_{cb1} x_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{cb1} x_{ch1} - c_{cb2} x_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ 0 & -(c_{cb2} + c_{cb1}) & (c_{cb1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} + c_{cb2} + c_{s1} + c_{s2}) & (c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2} - c_{s1} L_1 + c_{s2} L_2) & -c_{s1} & -c_{s2} \\ 0 & -(c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2}) & (c_{cb1} x_{ch1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{ch2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2} - c_{s1} L_1 + c_{s2} L_2) & (c_{cb1} x_{ch1}^2 + c_{cb2} x_{ch2}^2 + c_{s1} L_1^2 + c_{s2} L_2^2) & +c_{s1} L_1 & -c_{s2} L_2 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{s1} & +c_{s1} L_1 & c_{s1} + c_{p1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{s2} & -c_{s2} L_2 & 0 & c_{s2} + c_{p2} \end{bmatrix}$$

Figura A. 3 – Matriz de amortecimento do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

**APÊNDICE B – Perfil de Pista Lisa**

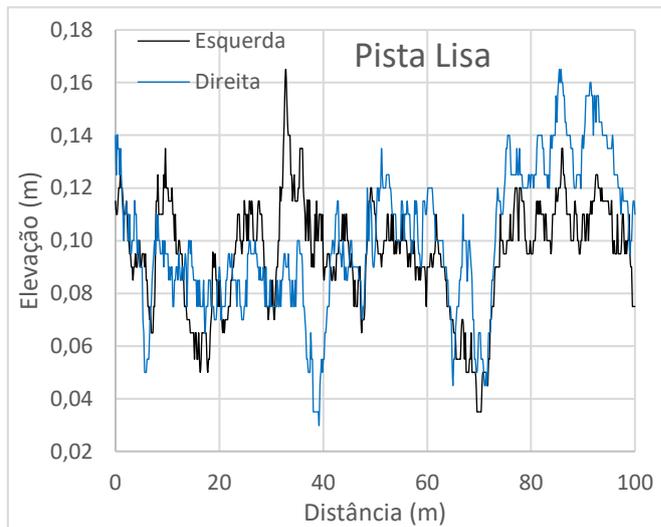


Figura B. 1 – (a) Perfil de pista lisa da NBR ISO 5008(2015). (b) Pista Real.

Fonte: SANDI, 2018.

## APÊNDICE C – Parâmetros do Modelo do trator.

Tabela C. 1– Propriedades geométricas do trator.

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
$m_a$	Massa do operador + massa do assento	150	kg
$m_{cb}$	Massa da cabine	350	kg
$m_{ch}$	Massa do chassi	3350	kg
$m_1$	Massa do eixo dianteiro + massa dos pneus e rodas dianteiras	700	kg
$m_2$	Massa do eixo traseiro + massa dos pneus e rodas traseiras	2450	kg
$J_{cb}$	Momento de Inércia de massa da cabine	77	kg.m <sup>2</sup>
$J_{ch}$	Momento de Inércia de massa do chassi	3959	kg.m <sup>2</sup>
$k_a$	Rigidez do assento	9,8	kN/m
$k_{cb1}$	Rigidez do coxim frontal da cabine	145,8	kN/m
$k_{cb2}$	Rigidez do coxim traseiro da cabine	54,3	kN/m
$k_{s1}$	Rigidez da suspensão dianteira	85,6	kN/m
$k_{s2}$	Rigidez da suspensão traseira	85,6	kN/m
$k_{p1}$	Rigidez do pneu dianteiro	546,2	kN/m
$k_{p2}$	Rigidez do pneu traseiro	712,5	kN/m
$c_a$	Amortecimento do assento	6065	N.s/m
$c_{cb1}$	Amortecimento do coxim frontal da cabine	5703	N.s/m
$c_{cb2}$	Amortecimento do coxim traseiro da cabine	3880	N.s/m
$c_{s1}$	Amortecimento da suspensão dianteira	12,4	N.s/m
$c_{s2}$	Amortecimento da suspensão traseira	12,4×10 <sup>6</sup>	N.s/m
$c_{p1}$	Amortecimento do pneu dianteiro	21,8	N.s/m
$c_{p2}$	Amortecimento do pneu traseiro	28,5	N.s/m
$L_1$	Distância do CG do chassi para o CG da suspensão dianteira	1,54	m
$L_2$	Distância do CG do chassi para o CG da suspensão traseira	0,83	m
$x_{ch1}$	Distância do CG do chassi para CG do coxim dianteiro cabine	0,31	m
$x_{ch2}$	Distância do CG do chassi para CG do coxim traseiro cabine	0,83	m
$x_{cb1}$	Distância do CG da cabine para CG do coxim dianteiro cabine	0,38	m
$x_{cb2}$	Distância do CG da cabine para CG do coxim traseiro cabine	0,76	m
$x_a$	Distância do CG do chassi para o CG do assento	0,43	m

**APÊNDICE D – Resumo dos resultados das 48 combinações das propostas deste trabalho.**

Tabela D. 1 – Resumo dos resultados das 48 combinações das simulações.

Item	isolver	ipista	ifiltro	ibiod	Veloc. [km/h]	Tempo Gasto [s]	Max Acel Abs. Assento [m/s <sup>2</sup> ]	RMS Acel Assento [m/s <sup>2</sup> ]	RMS Acel Assento_w [m/s <sup>2</sup> ]	Assento A(8) [m/s <sup>2</sup> ]	SEAT [-]	Acel Cérebro f1 [m/s <sup>2</sup> ]	Acel. Lombar f0 [m/s <sup>2</sup> ]
1	1	1	0	0	4	0,423638	9,1915	4,515385	1,840713	1,301581	1,030432	4,5191	4,5158
2	1	1	0	0	5	0,398897	4,630105	1,66957	0,692647	0,489775	1,028869	1,6793	1,6701
3	1	1	0	0	7	0,500706	4,658573	1,969492	0,811712	0,573967	1,028718	1,9773	1,9701
4	1	1	1	0	4	8,766646	9,006668	4,552131	1,863159	1,317452	1,029958	4,5558	4,5525
5	1	1	1	0	5	5,382248	4,274237	1,426724	0,596634	0,421884	1,027799	1,4381	1,4273
6	1	1	1	0	7	3,202304	4,596089	2,219064	0,915053	0,64704	1,028312	2,226	2,2196
7	1	1	0	1	4	0,432974	9,227064	4,489361	1,827513	1,292247	1,030631	4,9039	4,8233
8	1	1	0	1	5	0,440605	4,338865	1,645369	0,680346	0,481077	1,02464	1,8567	1,8149
9	1	1	0	1	7	0,272644	4,468015	1,945919	0,797548	0,563952	1,023648	2,1968	2,1466
10	1	1	1	1	4	7,660778	8,846283	4,519737	1,847165	1,306143	1,030133	4,935	4,8543
11	1	1	1	1	5	5,356359	4,214453	1,404343	0,585575	0,414064	1,022973	1,5988	1,5604
12	1	1	1	1	7	3,126567	4,517518	2,197463	0,899798	0,636253	1,023229	2,4706	2,4163
13	1	2	0	0	10	0,184868	4,22783	1,79138	0,814963	0,576266	1,024186	1,8051	1,7944
14	1	2	0	0	12	0,163673	5,373535	1,925868	0,90823	0,642216	1,018453	1,9391	1,927
15	1	2	0	0	14	0,155385	5,638555	1,839664	0,853658	0,603627	1,019269	1,8597	1,8452
16	1	2	1	0	10	1,798979	3,736816	1,518149	0,700953	0,495649	1,021674	1,5333	1,5208
17	1	2	1	0	12	1,304605	4,984527	1,77278	0,840167	0,594088	1,018	1,7868	1,7735
18	1	2	1	0	14	1,025296	4,929507	1,738579	0,81726	0,57789	1,017887	1,7587	1,7432
19	1	2	0	1	10	0,216726	4,271873	1,736336	0,775375	0,548273	1,009415	2,017	1,9587
20	1	2	0	1	12	0,1658	5,484624	1,891221	0,886254	0,626676	1,01048	2,156	2,1046
21	1	2	0	1	14	0,145544	5,654794	1,804059	0,825769	0,583907	1,006821	2,0729	2,0184
22	1	2	1	1	10	1,73992	3,736553	1,45599	0,655679	0,463635	1,000988	1,7374	1,6786
23	1	2	1	1	12	1,29641	4,87302	1,736432	0,815901	0,576929	1,008763	1,9839	1,9356
24	1	2	1	1	14	1,057241	4,948189	1,693035	0,781051	0,552286	1,00159	1,9636	1,9074
25	2	1	0	0	4	0,510015	9,184189	4,515435	1,840802	1,301644	1,030396	4,5156	4,5156
26	2	1	0	0	5	0,412883	4,625383	1,669958	0,692813	0,489893	1,028834	1,67	1,67
27	2	1	0	0	7	0,279554	4,652792	1,969487	0,811701	0,573959	1,028682	1,9695	1,9695
28	2	1	1	0	4	7,72587	9,000249	4,552329	1,863307	1,317557	1,029922	4,5524	4,5524
29	2	1	1	0	5	5,27687	4,269469	1,427034	0,596767	0,421978	1,027763	1,427	1,427

30	2	1	1	0	7	3,416418	4,590239	2,219054	0,915036	0,647028	1,02877	2,2191	2,2191
31	2	1	0	1	4	0,469787	9,22771	4,489796	1,82769	1,292372	1,030631	4,9044	4,8238
32	2	1	0	1	5	0,37703	4,338797	1,645539	0,680407	0,481121	1,024642	1,8569	1,815
33	2	1	0	1	7	0,277	4,467626	1,945846	0,797523	0,563934	1,023648	2,1967	2,1465
34	2	1	1	1	4	7,658031	8,846953	4,520165	1,847339	1,306266	1,030133	4,9355	4,8548
35	2	1	1	1	5	5,599381	4,214493	1,404418	0,585594	0,414078	1,022977	1,5989	1,5604
36	2	1	1	1	7	3,166585	4,518134	2,197536	0,899835	0,636279	1,02323	2,4707	2,4164
37	2	2	0	0	10	0,202906	4,222571	1,791029	0,814802	0,576152	1,024142	1,7935	1,7935
38	2	2	0	0	12	0,179494	5,368734	1,926056	0,908278	0,642249	1,018423	1,9268	1,9268
39	2	2	0	0	14	0,158733	5,632788	1,839875	0,853738	0,603684	1,01923	1,8451	1,8451
40	2	2	1	0	10	1,809654	3,731855	1,517882	0,700824	0,495558	1,021929	1,5199	1,5199
41	2	2	1	0	12	1,381748	4,984801	1,772941	0,840195	0,594107	1,01797	1,7733	1,7733
42	2	2	1	0	14	1,051652	4,92386	1,738839	0,817354	0,577957	1,01785	1,7432	1,7432
43	2	2	0	1	10	0,207635	4,271415	1,735906	0,775189	0,548142	1,0094	2,0166	1,9583
44	2	2	0	1	12	0,185229	5,48455	1,891125	0,886235	0,626663	1,010481	2,1559	2,1045
45	2	2	0	1	14	0,150613	5,65546	1,804284	0,825884	0,583988	1,006824	2,0731	2,0187
46	2	2	1	1	10	1,801195	3,736101	1,4556	0,655518	0,463521	1,000966	1,7371	1,6783
47	2	2	1	1	12	1,35318	4,872488	1,736298	0,815868	0,576906	1,008763	1,9837	1,9355
48	2	2	1	1	14	1,054637	4,948865	1,693277	0,781175	0,552374	1,001595	1,9639	1,9077

Tabela D. 2 – Descrição dos parâmetros das combinações de testes realizados.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Significado</b>
<i>isolver</i>	1	Newmark Linear
<i>isolver</i>	2	Newmark Quadrático
<i>ipista</i>	1	Pista Rugosa
<i>ipista</i>	2	Pista Lisa
<i>ifiltro</i>	0	Filtro do Pneu Desligado
<i>ifiltro</i>	1	Filtro do Pneu Ligado
<i>ibio</i>	0	Modelo Biodinâmico Desligado
<i>ibio</i>	1	Modelo Biodinâmico Ligado