

Otimização do assento e da suspensão de um veículo AWD trafegando em diferentes tipos de pavimentos

Alejandro O Peralta, Caroline G Campos, André N de Oliveira, Ricardo T C Neto, Aldélio B Caldeira

Instituto Militar de Engenharia
Pça Gen. Tibúrcio, 80, 22290-270
Praia Vermelha - Rio de Janeiro, RJ, Brasil

RESUMO: O estudo do conforto é cada vez mais importante nos projetos de veículos. Este artigo otimiza a suspensão e o assento do motorista para atingir o melhor conforto de condução de um veículo com tração em todas as rodas (AWD) em diferentes velocidades e em um terreno com perfil randômico. O modelo de um veículo AWD é apresentado neste trabalho, bem como uma breve discussão sobre os padrões internacionais de avaliação da vibração do corpo humano (VCH). As simulações numéricas da dinâmica vertical do veículo são avaliadas com uma função multiobjetivo. O sistema de suspensão e o assento do motorista são otimizados empregando dois métodos estocásticos diferentes. A precisão, eficiência e eficácia em todos os casos são comparadas com os limites estabelecidos pelas normas internacionais.

PALAVRAS-CHAVE: Modelo 1/2 Carro. Dinâmica Vertical. Otimização Multiobjetivo. PSO. R2W.

ABSTRACT: The ride comfort study has become increasingly important in vehicle designs. This paper optimizes the suspension and the driver's seat to maximize the ride comfort of an all-wheel drive (AWD) vehicle traveling on different velocities and on a terrain with a random profile. The vehicle model is presented in this work, as well as a brief discussion of the international standards on evaluation of human exposure to whole-body vibration (VCH). Numerical simulations of the vertical vehicle dynamics are evaluated by using a multiobjective function. The suspension system and the driver's seat are optimized using two different stochastic methods. Accuracy, efficiency and efficacy in all cases are compared to the limits set by international standards for whole-body vibration.

KEYWORDS: Half Car Model. Vertical Dynamics. Multiobjective Optimization. PSO. R2W

1. INTRODUÇÃO

Estudos em dinâmica veicular são principalmente necessários para entender o comportamento do veículo. Este assunto pode ser dividido em três grupos principais: dinâmica vertical, longitudinal e lateral. O primeiro, tão importante como os outros, está relacionado ao comportamento do veículo quando submetido a excitações ou vibrações de base. O conforto está relacionado com a sensação do passageiro durante a viagem no veículo. Os problemas no conforto resultam principalmente de vibrações no corpo do veículo, que podem ser induzidas por uma variedade de fontes, incluindo irregularidades da superfície, forças aerodinâmicas, vibrações do motor e da transmissão, e não uniformidades (desequilíbrios) da montagem do pneu/roda [1]. A vibração é transmitida do veículo para o passageiro, causando desconforto. Existem alguns padrões prescritos para descrever os limites de conforto dos passageiros para um veículo terrestre, como: ISO 2631-1: 1997 [2] usado na Europa, British Standard BS 6841 (1987) [3] no Reino Unido, VDI 2057 (2011) na Alemanha e na Áustria, enquanto o Average Absorbed Power (AAP) é usado pelos Estados Unidos da América. Portanto, um estudo detalhado sobre a dinâmica vertical é a principal prioridade para assegurar uma boa resposta ao desempenho de um veículo, no que tange ao conforto.

O setor automobilístico e de transporte rodoviário dedicou esforços significativos ao estudo de problemas de conforto durante as últimas décadas. [4] analisou a vibração vertical que causa desconforto no motorista do ônibus e dois lugares de passageiros com diferentes tipos de assentos em diferentes tipos de pavimentos. [5] realizaram estudos em três tipos de veículos (carro leve, caminhão pesado e leve) que viajavam em pontes de longo alcance, onde o tráfego intenso e a influência do vento foram levados em consideração. A aceleração vertical e lateral, pitch e Overall

Vibration Total Value (OVTV) foram medidos. [6] analisou a vibração transferida do solo para o pneu em quatro tipos de pavimentos: concreto, rígidos, concreto de asfalto reabilitados e concreto de cimento Portland articulado reabilitado, com três tipos de modelos de contato pneu/solo: modelo simples com um ponto de contato, contato médio com o perfil de estrada e modelo completo de pneu. [7] estudou a vibração derivada da rotação sincronizada de um motor e um ventilador de refrigeração, as chamadas vibrações de batidas. Um excitador elétrico i-220 desenvolvido pela IMV Corporation® foi usado para produzir vibrações de batidas. A análise foi feita em várias frequências com diferentes amplitudes. [8] compararam níveis de conforto subjetivo e objetivo, considerando o uso de sete tipos de assentos diferentes e seis excitações de base diferentes. [9] apresenta uma análise das medidas obtidas em três carros diferentes, em três pistas diferentes e em três velocidades diferentes, a fim de determinar o nível de conforto do veículo. Todos esses estudos da análise do conforto citados acima foram realizados por meio de simulações numéricas.

Alguns pesquisadores seguem a linha de pesquisa sobre como otimizar o sistema de suspensão, para melhorar o conforto do veículo. [10] usou o conceito de rigidez em série no sistema de suspensão para aumentar o amortecimento nas frequências naturais. [11] otimizou os parâmetros da suspensão de um veículo com 8 Graus de Liberdade (GL), incluindo o assento do motorista, para cobrir diferentes tipos de pavimentos, considerando os limites de vibrações estabelecidos pela ISO 2631-1 (1997) [2]. [12] apresentou um estudo sobre um modelo de 1/2 carro, onde, através do Algoritmo Genético (AG), foram encontrados parâmetros ótimos da suspensão do assento do motorista. [13] avalia o desempenho de diferentes estratégias de controle de suspensão semiativa para veículos blindados 8x8 multieixo em termos de análise comparativa

de parâmetros de qualidade de passeio e de mobilidade durante a passagem de obstáculos militares típicos. Outros pesquisadores usam testes experimentais, que, embora mais realistas, têm custos mais elevados do que as simulações numéricas. [14] realizaram medições no banco do motorista para várias vias urbanas pavimentadas, adicionalmente analisaram os limites de conforto e o índice de condições do pavimento. [15] realizaram sete testes em um veículo militar de quatro rodas de quatro toneladas em diferentes tipos de terrenos e velocidades. As acelerações laterais, verticais e longitudinais foram medidas, bem como yaw, pitch e roll. A análise foi feita com parâmetros de conforto de viagem subjetivos e objetivos.

Com o avanço computacional, a abordagem numérica ganhou força entre os pesquisadores, devido ao baixo custo e ao tempo computacional gasto. Desta forma, o objetivo deste trabalho é otimizar o assento do motorista e a suspensão do carro empregando diferentes métodos estocásticos e realizar as simulações numéricas com um veículo Toyota Hilux (AWD), usando um modelo de meio carro com um modelo de vibração do corpo humano inteiro e o banco do motorista. Todas as simulações foram feitas com o software MatLab / Simulink®. Neste documento, apenas a dinâmica vertical foi levada em consideração. Os ensaios numéricos são realizados com diferentes velocidades em duas estradas diferentes com perfil randômico de rugosidade, onde a precisão, eficiência e eficácia desses testes são comparadas aos limites estabelecidos pelos padrões internacionais para a vibração do corpo inteiro.

Este artigo está dividido em: modelagem matemática do veículo AWD com VCH do motorista; fonte de excitação: perfil de estrada randômica; padrões internacionais para VCH; métodos estocásticos de otimização por enxame de partículas (Particle Swarm Optimization- PSO), Janela de Restrição Aleatória (Random Restricted Window- R2W) e desenvolvimento da função multiobjetivo empregada; apresentação dos resultados obtidos das simulações; e conclusões.

2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo proposto para a análise é um modelo de ½ carro com 4 GL, onde o deslocamento das massas dianteiras e traseiras não suspensas, o ângulo de inclinação “pitch” e o “bounce” do chassi no centro de gravidade foram levados em consideração. Além disso, o modelo de corpo humano [12] é usado com 5 GL, incluindo o assento. As hipóteses do problema são: a superfície de contato do pneu-estrada considerado é pontual, o solo é indeformável, não é considerado o ângulo de camber, as suspensões com o assento têm os batentes que limitam o percurso das mesmas, não é considerada a geometria da suspensão e o chassi como a massa não suspensa são considerados corpos rígidos. O modelo é analisado em dois tipos de pavimentos com diferentes rugosidades, de acordo com a norma ISO 8608 [16], e, também, considerado os deslocamentos na faixa de 10 km/h até 100 km/h com um intervalo de 10 km/h de velocidade.

O sistema é modelado usando diagramas de blocos no software MatLab / Simulink®, com base na metodologia de fluxo de potência, usando a Matriz de Vínculos Cinemáticos (MVC) [17]. A origem do referencial do corpo está em seu centro de gravidade e os eixos de coordenadas coincidem com os eixos principais de inércia dos corpos. No entanto, é necessário relacionar as velocidades absolutas dos pontos de interesse no chassi com as velocidades absolutas, lineares e angulares do próprio chassi. Para este fim, a matriz Θ (MVC), que representa as ligações cinemáticas entre o centro de gravidade do chassi e os pontos de interesse utilizados na análise de movimento, é usada da seguinte forma: o primeiro passo é definir a relação das posições, Eq.1, e as velocidades absolutas, Eq. 2, dos pontos de interesse escritos no referencial fixo [18].

$${}^f \mathbf{r}_i = {}^f \mathbf{r}_o + {}^f \mathbf{T}^c \cdot {}^c \mathbf{r}_i \quad (1)$$

$${}^f \dot{\mathbf{r}}_i = {}^f \dot{\mathbf{r}}_o + {}^f \dot{\mathbf{T}}^c \cdot {}^c \mathbf{r}_i + {}^f \mathbf{T}^c \cdot {}^c \dot{\mathbf{r}}_i \quad (2)$$

Considerando que os corpos são rígidos e indeformáveis o terceiro termo da Eq. 2 é nulo. A derivada da matriz ${}^f \mathbf{T}^c$ é apresentada na Eq. 3 onde ${}^f \tilde{\Omega}$ é o vetor velocidade angular do referencial do corpo medido no referencial fixo.

$${}^f \dot{\mathbf{T}}^c = {}^f \tilde{\Omega} \cdot {}^f \mathbf{T}^c \quad (3)$$

A notação de $\tilde{\Omega}$ é para um vetor de coordenadas ω_x, ω_y e ω_z escrito na forma de uma matriz antissimétrica [18].

A Eq. 4 apresenta o vetor de velocidades absolutas nos pontos de interesse, que, quando multiplicadas pela MVC, são transferidas do CG aos pontos de interesse [17].

$${}^c \mathbf{V}^f_{iz} = \Theta_c \cdot \begin{bmatrix} {}^f \mathbf{V}^c_{cz} \\ \boldsymbol{\theta}_{cz} \end{bmatrix} \quad (4)$$

A Eq. 5 proporciona o vetor da soma das forças, segundo a equação de Newton, e a soma dos momentos, segundo a equação de Euler, calculadas em função das forças aplicadas nos pontos de interesse, que, quando multiplicadas pela transposta da MVC, são transferidas para o CG [17].

$$\begin{bmatrix} \sum {}^c \mathbf{F}_z \\ \sum {}^c \mathbf{M}_y \end{bmatrix} = \Theta_c^t \cdot \mathbf{F}_{iz} \quad (5)$$

Definindo ${}^j \mathbf{T}^i$ de matriz de transformação de coordenadas de um sistema de coordenadas i para um sistema de coordenadas j , obtêm-se para o sistema de coordenadas, conforme as Eq. 6, Eq. 7 e Eq. 8:

$$\mathbf{T}_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \text{sen} \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen} \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{T}_\psi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & -\text{sen} \psi \\ 0 & \text{sen} \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{T}_\phi = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\text{sen} \phi & 0 \\ -\text{sen} \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Considerando os ângulos Ψ e ϕ nulos, as matrizes passam a ser matrizes identidade, portanto a matriz T fica da forma apresentada na Eq. 9, onde fisicamente só é considerada a rotação no eixo y, definido como o “pitch”.

$$T = T_{\Psi} \cdot T_{\theta} \cdot T_{\phi} = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (9)$$

A matriz Θ é apresentada na Eq. 10.

$$\Theta_c = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & -({}^f T^c \cdot \tilde{c} \mathbf{r}_{front}) \\ \mathbf{I} & -({}^f T^c \cdot \tilde{c} \mathbf{r}_{rear}) \\ \mathbf{I} & -({}^f T^c \cdot \tilde{c} \mathbf{r}_{driver}) \end{bmatrix} \quad (10)$$

A Eq. 11 desenvolve o anteriormente apresentado na Eq. 10, mas não considerando as velocidades produzidas no eixo X, pois este deslocamento está restrito fisicamente, e considerando que ω_y é $\dot{\theta}$.

$$({}^f T^c \cdot \tilde{c} \mathbf{r}_{front}) \times \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \dot{\theta} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_1 \cdot \dot{\theta} \cdot \sin\theta \\ \mathbf{0} \\ -a_1 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta \end{bmatrix} \quad (11)$$

A Eq. 12 determina as velocidades absolutas no sistema móvel no referencial de cada corpo.

$$\begin{bmatrix} V_{front_z} \\ V_{rear_z} \\ V_{driver_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{cz} - \dot{\theta}_{cz} \cdot a_1 \cdot \cos\theta \\ V_{cz} + \dot{\theta}_{cz} \cdot a_2 \cdot \cos\theta \\ V_{cz} - \dot{\theta}_{cz} \cdot a_3 \cdot \cos\theta \end{bmatrix} \quad (12)$$

A Eq. 13 determina a aceleração absoluta linear e a aceleração angular no CG.

$$\begin{bmatrix} {}^f a_z \\ {}^f \dot{\theta}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \sum {}^f F_z \\ \sum {}^f M_z \end{bmatrix} \quad (13)$$

A Eq. 14 mostra a soma de forças e momentos desenvolvidos no centro de gravidade.

$$\begin{bmatrix} \sum {}^c F_z \\ \sum {}^c M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{frontz} + F_{rearz} - F_{driverz} \\ -a_1 \cdot F_{frontz} \cdot \cos\theta + a_2 \cdot F_{rearz} \cdot \cos\theta + a_3 \cdot F_{driverz} \cdot \cos\theta \end{bmatrix} \quad (14)$$

Os valores otimizados a serem estimados são: a rigidez equivalente da mola dianteira k_{sf} , a rigidez equivalente da mola traseira k_{sr} , a rigidez da mola do assento do motorista k_{seat} e os coeficientes equivalentes de amortecimento da suspensão dianteira b_{sf} , da suspensão traseira b_{sr} e do assento do motorista b_{seat} para cada uma das simulações em cada uma dos perfis randômicos utilizados.

As simulações do modelo em termos de domínio do tempo são obtidas usando o software R2012b Matlab/Simulink® e empregando um processador Intel® Core™ i5-5200u CPU @2.20GHz e 8 GB de ram. A Fig. 1 mostra o modelo de meio carro com o modelo do corpo humano inteiro. Esses tipos de modelos usam a abordagem de fluxo de potência, onde é mais fácil substituir a configuração da suspensão alterando o bloco específico, mas sempre deve se respeitar as entradas e saídas, além das relações de causalidade existentes entre elas.

Os parâmetros a serem empregados do carro e do assento são mostrados na Tab. 1 e são apresentados nas simulações com o nome de parâmetros original com a finalidade de fazer a comparação com os parâmetros otimizados.

Tab 1: Parâmetros da Toyota Hilux

Parâmetros	Simbologia	Valor
Massa suspensa (Kg)	M_b	2570
Massa não suspensa dianteira (kg)	M_{nsr}	85
Massa não suspensa traseira (Kg)	M_{nsf}	60
Massa do assento (Kg)	M_{seat}	35
Momento de Inercia do chassi (Kg·m2)	I_{yy}	1823
Distância entre CG e 1ro eixo (m)	a_1	1,4948
Distância entre CG e 2do eixo (m)	a_2	1,5901
Distância entre CG e assento do Mot (m)	a_3	0.234
Altura do CG (m)	H_{cg}	0,9515
Amortecimento eixo dianteiro (kN·s/m)	b_{sf}	3200
Amortecimento eixo traseiro (kN·s/m)	b_{sr}	4160
Amortecimento do assento (kN·s/m)	b_{seat}	500
Rigidez dos pneus (kN/m)	k_t	58300
Rigidez linear do eixo dianteiro (kN/m)	k_{sf}	38000
Rigidez linear do eixo traseiro (kN/m)	k_{sr}	49400
Rigidez linear do Assento (N/m)	k_{seat}	10000

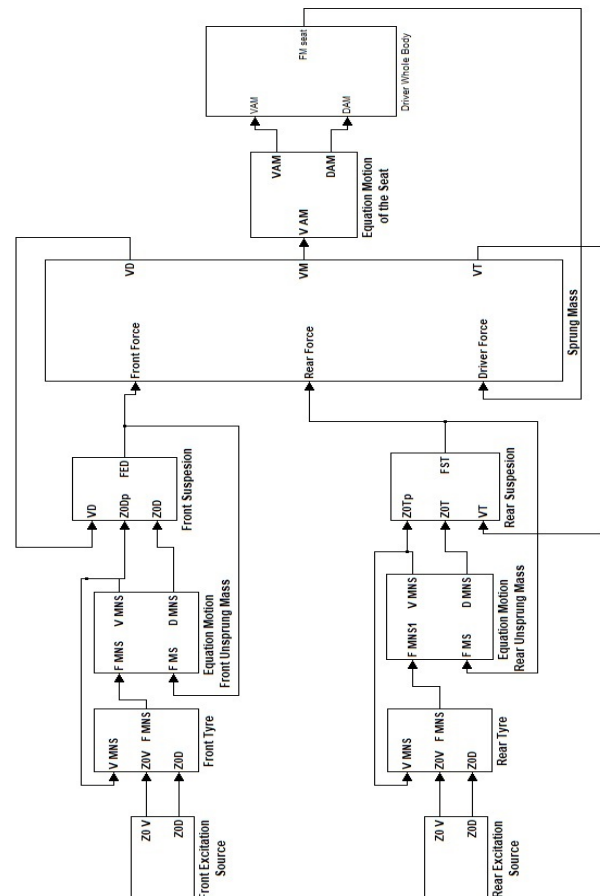


Fig. 1. Modelo de 1/2 carro com motorista em diagrama de blocos. Fonte: Autor

Existem na literatura diferentes tipos de modelos para a vibração de corpo humano e existem, também, modelos

diferentes para o assento tomando em consideração as acelerações verticais. Neste trabalho, foi optado por usar o modelo [12], onde só toma em conta as acelerações verticais do assento e os parâmetros biomecânicos são mostrados na Tab. 2.

Tabela 2: Parâmetros do Corpo Biodinâmico

Parâmetros	Simbologia	Valor
Massa da cabeça e o pescoço (kg)	m_1	4,17
Massa do torso Superior (kg)	m_2	15
Massa do torso Inferior (kg)	m_3	5,5
Massa das Coxas e Pélvis (kg)	m_4	36
Amortecimento da cabeça e pescoço (N s/m)	b_1	310
Amortecimento do torso Superior (N s/m)	b_2	200
	b_3	909,1
Amortecimento do torso inferior (N s/m)	b_4	330
Amortecimento das Coxas (N s/m)	b_5	2475
Rigidez da cabeça e pescoço (N/m)	k_1	166.991
Rigidez do torso Superior (N/m)	k_2	10.000
	k_3	144.00
Rigidez do torso Inferior (N/m)	k_4	20.000
Rigidez das Coxas e Pélvis (N/m)	k_5	49.340

Fonte:[12]

3. FONTE DE EXCITAÇÃO: PERFIL DE ESTRADA RANDÔMICO

A forma mais comum para quantificar a vibração de um sistema ou um corpo humano inteiro, quando é submetido a uma fonte de excitação, é através da medição das acelerações dos sistemas.

Existem diferentes tipos de fontes de excitação nos estudos de dinâmica do veículo, a vibração interna do motor, dos pneus e da transmissão e a vibração externa gerada pela rugosidade do pavimento. Neste trabalho foi considerada apenas a fonte de excitação externa, gerada a partir da rugosidade do pavimento, que é a excitação da rugosidade da estrada.

Neste trabalho, o perfil da faixa é definido pela diretiva internacional [17], pois os perfis típicos da estrada podem ser agrupados em classes de A até E. O perfil aleatório é determinado pela superposição de N sinais senoidais e pode ser aproximado pelas densidades espectrais de potência (PSD), como mostrado na Eq. 15, onde $\Omega = 2 \cdot \pi / L$ em (rad/m) denota o número de onda e $\Phi_0 = \Phi(\Omega_0)$ em (m^3/rad) descreve o valor do PSD no número de onda de referência $\Omega_0 = 1$ (rad/m), além da queda de magnitude, que é modelada pela ondulação w [20].

$$\Phi(\Omega_i) = \Phi(\Omega_0) \cdot (\Omega_i / \Omega_0)^{-w} \quad (15)$$

$$\Delta\Omega = (\Omega_N / \Omega_1) / (N - 1) \quad (16)$$

$$A_i = \sqrt{2 \cdot \Phi(\Omega_i) \cdot \Delta\Omega} \quad (17)$$

$$S_{(i)} = v_v \cdot t_{(i)} \quad (18)$$

$$z_r(s) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot \sin(\Omega_i \cdot s - \Psi_i) \quad (19)$$

Assim, o perfil da estrada $Z_R = Z_R(s)$, descrito pela Eq. 19, tem um PSD $\Phi(\Omega)$ apresentado pela Eq. 15. As amplitudes foram geradas de acordo com a Eq. 17 e os números de onda Ω_i são escolhidos para caber em N intervalos iguais $\Delta\Omega$, como mostrado na Eq. 16.

O perfil Z_R da Eq. 19 é gerado com $N=200$ ondas senoidais na faixa de frequência de $\Omega_1=0,0628$ rad/m a $\Omega_N=62,83$ rad/m, e uma ondulação de $w=2$. São consideradas duas estradas com PSD diferente: Classe A $\Phi_0=16 \cdot 10^{-6} m^3/rad$ e Classe C $\Phi_0=256 \cdot 10^{-6} m^3/rad$. Quando uma velocidade constante é analisada, a Eq. 18 fornece a coordenada espacial em função do tempo e proporciona o ângulo de defasagem entre os eixos dianteiro e traseiro.

4. PADRÕES INTERNACIONAIS PARA VCH

O limite entre conforto e desconforto no passeio de passageiros é muito difícil de determinar, devido às variações na sensibilidade individual as vibrações e ao método indefinido de aceitação. No entanto, vários métodos para avaliar a tolerância humana à vibração foram desenvolvidos ao longo dos anos [19]. Foi desenvolvido e adotado um guia geral para definir a tolerância humana à vibração de todo o corpo, como o padrão internacional ISO 2631 [2] e o guia padrão britânico BS 6841 [3].

O padrão ISO-2631 [2] envolve o uso de fatores de ponderação e multiplicação de frequência para determinar as sensibilidades do corpo humano em diferentes eixos de atuação. Neste trabalho é considerada apenas a aceleração vertical no eixo Z.

O quadrado médio da raiz (RMS) é o método mais básico para determinar o conforto do passageiro. De acordo com ISO 2631 [2], todas as avaliações de vibração devem usar o valor da aceleração ponderada nos cálculos, pois fornece um valor representativo de aceleração por um determinado período. Quando há apenas valores discretos, o valor médio da aceleração é obtido de acordo com a Eq. 21.

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{n}} \quad (21)$$

5. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO ESTOCÁSTICOS

Os métodos baseados em algoritmos estocásticos não empregam a derivada da função objetivo, somente fazem a análise desta função, além de introduzir variáveis estocásticas ao longo do processo.

5.1 Otimização por enxame de partículas (PSO, Particle Swarm Optimization)

De acordo com [21], a ideia deste método veio da observação de pássaros procurando lugares para construir seus ninhos. Quando a individualidade é grande, a procura de locais alternativos para a construção de ninhos também é grande. Então, se a individualidade torna-se

demasiadamente elevada, o indivíduo pode nunca encontrar o melhor lugar para a construção de seu ninho. Por outro lado, quando a sociabilidade aumenta, o indivíduo aprende mais com a experiência de seus vizinhos. Logo, se a sociabilidade cresce entre o grupo, todos os indivíduos podem convergir para o primeiro mínimo encontrado, que possivelmente é um ponto desejado.

Então, este método tem como base o comportamento da comunicação entre as partículas, já que a comunicação entre todo o enxame tende a convergir às partículas para a melhor posição possível no espaço de busca. Cada partícula, após a iteração, verifica sua posição em relação a melhor posição global (P_g), e segue por meio de um elemento velocidade na direção desta melhor posição, entretanto, esta será comparada com a atual posição da mesma partícula, de modo a avaliar qual a melhor, a fim de se obter a melhor situação da própria partícula (P_i).

Assim, obtêm-se os vetores de medidas e o de estimativas, determina-se o número de partículas a serem utilizadas, segundo Eq. 23, e estes são analisados pela função objetivo, até atingir a tolerância adotada.

A partir de uma posição aleatória inicia-se o enxame no espaço para cada partícula. Segue-se uma avaliação para cada partícula individualmente, e o posicionamento é verificado e comparado com o seu P_i (melhor posição individual). Se o valor atual é melhor do que o valor P_i futuro, neste caso, o seu posicionamento se mantém, sendo definido como o P_i da partícula. Em seguida, este valor é comparado com o melhor valor global do enxame, identificado como P_g . Caso a posição futura seja melhor que atual, o fator de velocidade entra em cena e encaminha essa na direção da P_g , atualizando assim as posições das partículas. Serão realizadas iterações até atingir-se a tolerância determinada, com o uso das Eq. 22 e Eq. 23:

$$v_i^{k+1} = \alpha v_i^k + \beta_1 r_1 (p_i^k - x_i^k) + \beta_2 r_2 (p_g^k - x_i^k) \quad (22)$$

$$x_i^{k+1} = x_i^k + v_i^{k+1} \quad (23)$$

Onde na Eq. 22 o V_i é a velocidade da partícula, X_i é a posição da partícula, k indica o número de iteração, $i = 1, 2, \dots, N$ onde N é o tamanho do enxame, β_1 e β_2 são os coeficientes de aceleração, r_1 e r_2 são números aleatórios $\in [0, 1]$ com distribuição uniforme, e α é a inércia das partículas, que é usado como um parâmetro para controlar a exploração e aproveitamento no espaço de busca.

Na Eq. 22, o primeiro termo representa a inércia das partículas e, em geral, ele deve diminuir com o decorrer do processo iterativo, o segundo termo do lado direito da equação representa a individualidade e o terceiro termo a sociabilidade. Nessa equação, o vector P_i representa o melhor valor encontrado pela i -enésima componente do vector de parâmetros x_i durante o processo iterativo. Então, o termo de individualidade envolve a comparação entre o valor da posição atual com o melhor valor no passado. O vector P_g é o melhor valor encontrado pela população inteira, então o termo de sociabilidade compara o valor da posição atual com o melhor valor da população inteira no passado.

5.2 Janela de Restrição Aleatória (R2W, Random Restricted Window)

Segundo [22], o método R2W é baseado em uma busca aleatória, que tem o domínio de busca reduzido de acordo com o quadrado dos resíduos entre os valores calculados com a simulação computacional e os dados experimentais. Este método analisa a melhor solução de uma função não linear a partir de estimativas de parâmetros aleatórios pertencentes a um domínio pré-definido, podendo utilizar mais de uma fase de pesquisa para refinar a solução.

A partir de um domínio (Z), Eq. 24, de estimativas aleatórias (ζ), é feita a análise da função objetivo para os parâmetros que se deseja obter, de modo a escolher as melhores soluções em que a função objetivo apresenta menor resíduo.

$$Z = f(\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4, \dots) \quad (24)$$

$$\zeta_i = \zeta_{iL} + R(\zeta_{iH} - \zeta_{iL}) \quad (25)$$

Onde ζ_{iL} e ζ_{iH} representam, respectivamente, o limite inferior (menor valor dos parâmetros) e superior (maior valor dos parâmetros) que limitam o intervalo o qual pertencem as estimativas, R é número randômico em um intervalo $[0,1]$.

O procedimento representando pela Eq. 25 é repetido para cada parâmetro ζ_i , obtendo valores aleatórios que pertencem ao domínio definido conforme o número de sementes S desejadas. Após gerar todas as estimativas aleatórias, é feita uma análise, através da avaliação da função objetivo, e assim escolher o melhor resultado da população.

Após a busca aleatória inicial, começa-se uma nova fase de buscas em uma janela de domínio restrito, próxima as melhores soluções obtidas da fase anterior, sendo o novo intervalo de busca definido pelo fator de restrição (δ), obtido em função de ζ_i^* , que representa a melhor solução para o parâmetro i encontrado na fase anterior, através das Eq. 26 e Eq. 27.

$$\zeta_{iL} = \zeta_i^* + \delta(\zeta_i^*) \quad (26)$$

$$\zeta_{iH} = \zeta_i^* + \delta(\zeta_i^*) \quad (27)$$

Novas fases ocorrem até que a tolerância seja alcançada, seguindo o mesmo procedimento em conjunto com a verificação da função objetivo. Desse modo, é possível verificar o comportamento da evolução das buscas, onde se procura as regiões potenciais das melhores soluções para poder refinar os resultados.

5.3 Função multiobjetivo

A função multiobjetivo a ser minimizada considera a aceleração angular do chassi no CG, a aceleração na cabeça e o deslocamento do assento do motorista para cada velocidade. A abordagem da soma ponderada é apresentada na Eq. 28 e Eq. 29.

Os dados são normalizados, isso permite unificar dimensões e escalas diferentes dentro da função multiobjetivo. Os pesos a considerar são: 0,5 para

aceleração na cabeça, 0,3 para o deslocamento do assento e 0,2 para a aceleração angular do chassi.

$$S(p) = \omega_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{\text{med}} \sum_{i=1}^{\text{med}} \left(\frac{z_1 - \min(z_1)}{\max(z_1) - \min(z_1)} \right)^2} + \omega_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{\text{med}} \sum_{i=1}^{\text{med}} \left(\frac{z_{\text{seate}} - \min(z_{\text{seate}})}{\max(z_{\text{seate}}) - \min(z_{\text{seate}})} \right)^2} + \omega_3 \cdot \sqrt{\frac{1}{\text{med}} \sum_{i=1}^{\text{med}} \left(\frac{\theta - \min(\theta)}{\max(\theta) - \min(\theta)} \right)^2} \quad (28)$$

$$SP = \frac{1}{n_{\text{vel}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{vel}}} S(p) \quad (29)$$

6. RESULTADOS

Foram feitas simulações, considerando uma população de 50 elementos e o critério de convergência desejado corresponde a discrepância relativa inferior a 10^{-3} , entre duas avaliações sucessivas da função objetivo. O tempo de simulação utilizado foi de 3 segundos, foi adotado um passo de 0,01 s. A Tab. 3 apresenta os valores máximos e mínimos dos parâmetros.

Tab 3: Limites dos parâmetros a serem estimados.

	k_{seate} (N/m)	b_{seate} (N.s/m)	k_{sf} (N/m)	b_{sf} (N.s/m)	k_{sr} (N/m)	b_{sr} (N.s/m)
Mínimo	5000	500	8000	1000	8000	1000
Máximo	15000	2000	60000	10000	60000	10000

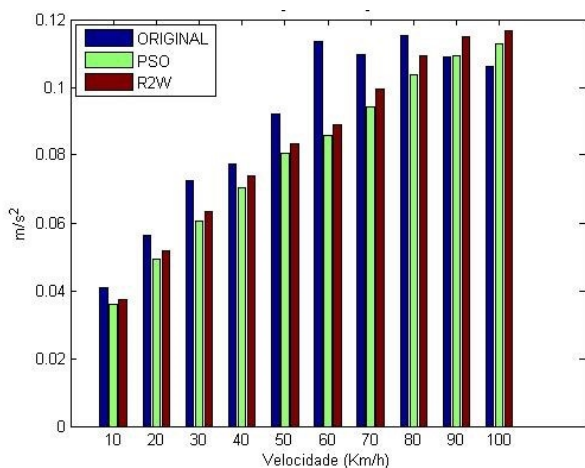


Fig. 2: RMS da aceleração vertical na cabeça do Motorista no Asfalto A. Fonte: Autor

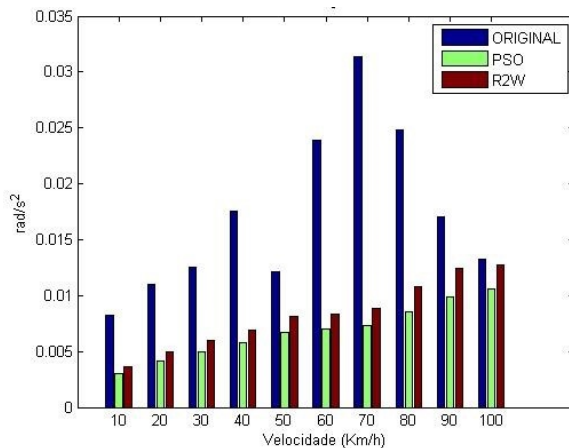


Fig. 3: RMS da aceleração angular do Pitch no CG no Asfalto A. Fonte: Autor

A Tab. 4 apresenta os valores dos parâmetros estimados pelos métodos de PSO e R2W para o perfil de uma estrada classe A. As Fig. 2 e 3 apresentam a aceleração na cabeça do motorista e a aceleração angular do chassi no CG com valores iniciais e os parâmetros encontrados.

Tab 4: Parâmetros estimados pelos métodos de PSO e GC.

Parâmetro	Valor do PSO	Valor do R2W
k_{seate} (N/m)	5695.51099	6487.95442
b_{seate} (N.s/m)	1591.5845	1986.45825
k_{sf} (N/m)	14780.8498	21474.2801
b_{sf} (N.s/m)	8096.20386	8874.07246
k_{sr} (N/m)	8869.3308	8682.86377
b_{sr} (N.s/m)	6349.51483	6747.49845

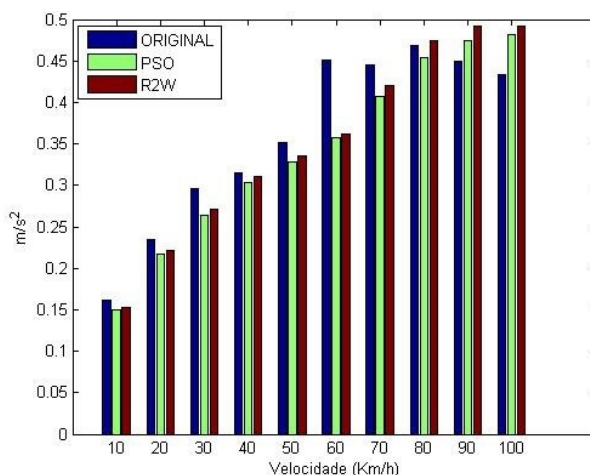


Fig. 4: RMS da aceleração vertical na cabeça do Motorista no Asfalto C. Fonte: Autor

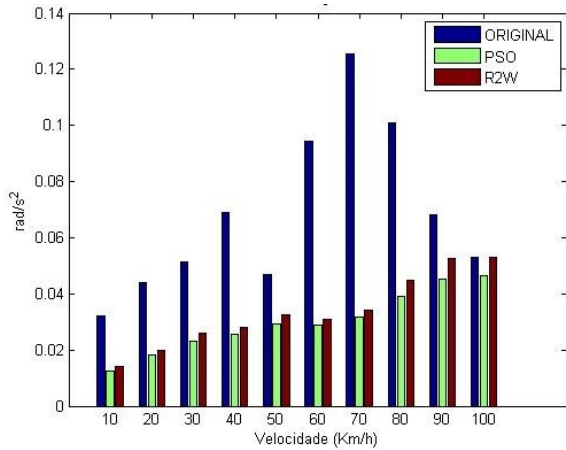


Fig. 5: RMS da aceleração angular do Pitch no CG no Asfalto C. Fonte: Autor

Tab 5: Parâmetros estimados pelos métodos de PSO e GC.

Parâmetro	Valor do PSO	Valor do R2W
k_{seat} (N/m)	9331.97424	5151.91363
b_{seat} (N.s/m)	2000	2000
k_{sf} (N/m)	21887.1038	26478.0649
b_{sf} (N.s/m)	8623.46007	9517.49128
k_{sr} (N/m)	13111.7029	17578.7097
b_{sr} (N.s/m)	6673.28441	7417.52766

A Tab. 5 apresenta os valores dos parâmetros estimados pelos métodos de PSO e R2W para o perfil de uma estrada classe C. As Fig. 4 e 5 apresentam a aceleração na cabeça do motorista e a aceleração angular do chassi no CG, com os valores iniciais e os parâmetros encontrados.

A Tab. 6 apresenta os valores das faixas de conforto sugeridas pelo padrão ISO 2631.

Tab 6. Escala de desconforto sugerido pelo padrão ISO 2631.

Índice de conforto	Alcance
0 até 0,315 (m/s^2)	Confortável
0,315 até 0,63 (m/s^2)	Levemente Confortável
0,5 até 1 (m/s^2)	Pouco Confortável
0,8 até 1,6 (m/s^2)	Desconfortável
1,25 até 2,5 (m/s^2)	Muito desconfortável
Mais de 2 (m/s^2)	Extremamente desconfortável

O valor quadrático médio das acelerações verticais para cada velocidade na estrada classe A estão todas dentro da faixa de confortável segundo a norma ISO 2631, o que pode ser observado na Fig. 2. O valor quadrático médio das acelerações verticais na estrada classe C até a velocidade de 30km/h estão dentro da faixa de confortável, a velocidade de 40km/h estão no limite entre confortável e levemente confortável e finalmente as velocidades acima de 50 km/h estão dentro da faixa levemente confortável, pode ser observado na Fig. 4.

As metodologias de PSO e R2W desenvolveram processos iterativos baseados na minimização da função objetivo descrita pelas Eq. 28 e Eq. 29.

O critério de parada foi atingido quando a diferença entre o valor da função objetivo em duas iterações consecutivas foi menor que a tolerância adotada.

As Fig. 6 e 7 retratam a evolução dos valores das funções objetivo com o aumento do número de iterações. Pode ser observado que, as curvas convergem ao valor mínimo da função objetivo, além do método R2W realizar mais iterações para atingir o critério de parada. Os valores achados pelo método R2W tem a mesma ordem de grandeza que o valor atingido pelo método PSO.

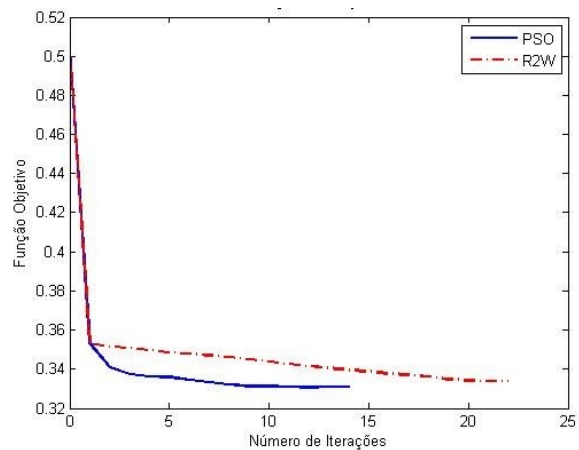


Fig 6: Funções objetivo dos métodos de PSO e R2W no asfalto A. Fonte: Autor

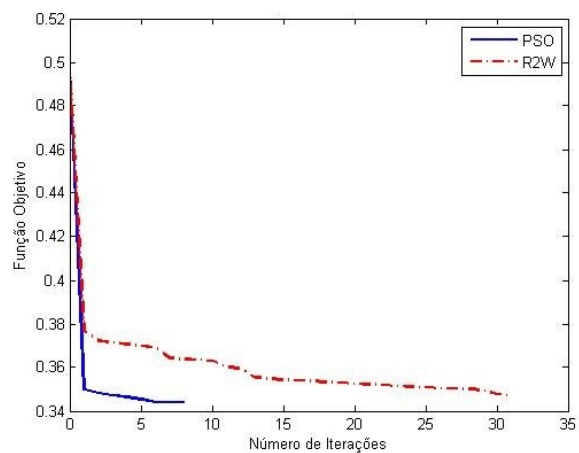


Fig 7: Funções objetivo dos métodos de PSO e R2W no asfalto C. Fonte: Autor

7. CONCLUSÃO

Observa-se nas Fig. 2 e 4 que os valores médios quadráticos das acelerações verticais na cabeça do motorista, em cada uma das pistas simuladas, foram minimizados em comparação com os valores originais simulados, com exceção das duas últimas velocidades, atingindo o objetivo do trabalho.

As Fig. 3 e 5 retratam a evolução dos valores médios quadráticos das acelerações do pitch, em cada uma das pistas simuladas, e, também, foram minimizados em comparação com os valores originais analisados. As acelerações angulares de pitch foram utilizadas na função objetivo e sua minimização era desejada, a fim de dar uma melhora no conforto da viatura.

A pequena diferença entre os valores encontrados, por cada um dos métodos, está baseada na alteração do parâmetro que procura minimizar o deslocamento do assento do motorista. Na simulação da pista com rugosidade classe A, o método PSO forneceu uma suspensão de assento e da viatura menos rígida, mas com um amortecimento menor em comparação com os valores encontrados pelo método R2W. Na simulação da pista com rugosidade classe C, o método PSO atingiu um assento com uma suspensão mais rígida, mas com uma suspensão da viatura menos rígida em comparação com os valores achados pelo método R2W.

O desempenho dos métodos de PSO e R2W no processo de minimização da função objetivo foi satisfatório. Sendo que, foi necessário achar os melhores valores a serem empregado em cada um dos métodos. Para o método PSO, o melhor valor achado foi da inércia das partículas, chamado de α , no valor de 0,15, e os coeficientes de aceleração, chamado de β , no valor de 1. Para o método R2W o melhor valor encontrado foi o fator de restrição, chamado de δ , no valor de 0,02. Outros valores utilizados faziam com que o tempo computacional aumentasse consideravelmente, juntamente com a quantidade de iterações, além disso, a função objetivo não encontrou um valor mais baixo. O método R2W precisou, nas duas simulações, de mais iterações em comparação com o método PSO.

Em relação ao tempo computacional, o PSO precisou de, aproximadamente, 2 horas e 50 minutos para cada uma das pistas simuladas, enquanto o R2W levou quase 6 horas para completar a rotina das simulações e atingir o critério de parada, também para cada uma das pistas simuladas.

No que tange as pistas simuladas, o mesmo valor de desvio padrão para cada pista gerada randomicamente foi garantido, contribuindo para que todas as simulações não tivessem diferença, quando comparadas ao mesmo perfil de pista.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Wong, J. Y.; Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, 2008, ISBN 0-471-35461-9.
- [2] ISO-2631: guide for evaluation of human exposure to whole body vibration. Geneva: International Organization for Standardization; 1997.
- [3] British Standards Institution. BS-6841: measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. London: BSI; 1987.
- [4] Sekulić, Dragan, et al. "Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom." *Applied Mathematical Modelling* 37.18 (2013): 8629-8644., doi: 10.1016/j.apm.2013.03.060.
- [5] Zhou, Yufen, and Suren Chen. "Vehicle ride comfort analysis with whole-body vibration on long-span bridges subjected to crosswind." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 155 (2016): 126-140. doi:10.1016/j.jweia.2016.05.001.
- [6] Thamsuwan, Ornwipa, et al. "Whole body vibration exposures in bus drivers: A comparison between a high-floor coach and a low-floor city bus." *International Journal of Industrial Ergonomics* 43.1 (2013): 9-17. doi:10.1016/j.ergon.2012.10.003
- [7] Jinhan Park, Junwoo Lee, Sejin Ahn, Weuibong Jeong, Reduced ride comfort caused by beating idle vibrations in passenger vehicles doi:10.1016/j.ergon.2016.12.003.
- [8] van der Westhuizen, Anriëtte, and Johannes L. van Niekerk. "Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort." *Journal of Sound and Vibration* 295.3 (2006): 1060-1075, doi:10.1016/j.jsv.2006.02.010.
- [9] Katu, U. S., R. G. Desavale, and R. A. Kanai. "Effect Of Vehicle Vibration On Human Body-RIT Experience." Department of Mechanical Eng., Rajarambapu Institute of Technology, Sakharale-415414, <http://www.Nacomm03.ammindia.org/Articles/Nav001.pdf> (2003).
- [10] Thite, A. N. "Development of a refined quarter car model for the analysis of discomfort due to vibration." *Advances in Acoustics and Vibration* 2012 (2012), doi: 10.1155/2012/863061.
- [11] Luis Roberto Centeno Drehmer, Walter Jesus Paucar Casas and Herbert Martins Gomes. Parameters optimization of a vehicle suspension system using a particle swarm optimization algorithm. doi: 10.1080/00423114.2014.1002503.
- [12] Abbas, Wael, et al. "Optimal seat and suspension design for a half-car with driver model using genetic algorithm." *Intelligent Control and Automation* 4.02 (2013): 199. doi:10.4236/ica.2013.4.02024.
- [13] Trikande, Mukund W., et al. "Investigation on Semi-active Suspension System for Multi-axle Armoured Vehicle using Co-simulation." *Defence Science Journal* 67.3 (2017).
- [14] Li, Qing, Fengxiang Qiao, and Lei Yu. "Impacts of pavement types on in-vehicle noise and human health." *Journal of the Air & Waste Management Association* 66.1 (2016): 87-96, doi:10.1080/10962247.2015.1119217.
- [15] Els, P. S. "The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles." *Journal of Terramechanics* 42.1 (2005): 47-64. doi:10.1016/j.jterra.2004.08.001.
- [16] ISO 8608: Mechanical vibration -- Road surface profiles -- Reporting of measured data. International Organization for Standardization; 1995.
- [17] Costa Neto R. T., Modelagem e Integração dos Mecanismos de Suspensão e Direção de Veículos Terrestres Através do Fluxo de Potência, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2008.
- [18] Haug, E. J. Computer Aided Kinematics and Dynamics Of Mechanical Systems; 1989. ISBN: 0-205-11669-8 (v.1)
- [19] Gillespie TD. Fundamentals of vehicle dynamics. ISBN: 1-56091-199-9.
- [20] Rill,G. Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling, Taylor & Francis Group; 2012 ISBN -13: 978-1-4398-9744-7.
- [21] Colaço, M. J.; Orlande, H. R. B.; Dulikravich, G. S.; Inverse and optimization problems in heat transfer; *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2006, 28.1, 1-24, doi: 10.1590/S1678-58782006000100001.
- [22] Bihain A.L.J., Câmara L.D.T., Silva Neto A.J., Avaliação da Rotina Inversa R2W na Estimativa de Parâmetros de transferência de Massa no Processo de Adsorção de Glicose e Frutose. Departamento de Engenharia Mecânica e Energia, DEMEC, Instituto Politécnico da Universidade do Estado do Rio de Janeiro, IPRJ – Brasil, 2012.
- [23] Peralta, A O; Campos, C G; Oliveira, A N; da Costa Neto, R T; Caldeira, A B; Ride Comfort Analysis of an AWD Vehicle Travelling on Different Types of Pavements; Society of Automotive Engineers, submetido.