

PROJETO INTEGRADO DA PLANTA E DO CONTROLADOR DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO ATIVA USANDO A ESTRATÉGIA DE OTIMIZAÇÃO ANINHADA

STEFANY PATRICIA DUTRA*, ALEXANDRO GARRO BRITO*

**Universidade Federal de Santa Catarina
Rua Dona Francisca, 8300, Distrito Industrial
CEP: 89219-600, Joinville, Santa Catarina, Brasil*

Emails: stefanydutra@gmail.com, alexandro.brito@ufsc.br

Abstract— This paper presents a nested approach for the co-design of both mechanical structure and control parameters of active suspension systems, considering a quarter-car model. A \mathcal{H}_∞ controller was designed to minimize the sprung mass acceleration and the tire deflection, subject to physical constraints of the spring and the damper. The performance of the nested co-design is evaluated by computer simulations and compared with a sequential design. The simulation shows the effectiveness of the nested co-design and its advantage, in terms of optimization of ride comfort and vehicle safety, compared to sequential design.

Keywords— Automotive Engineering, Robust Control, Active Suspension, Co-Design

Resumo— Este artigo apresenta uma abordagem aninhada para o projeto integrado dos parâmetros da estrutura mecânica e parâmetros de controle de sistemas de suspensão ativa, considerando o modelo de um quarto de carro. O controlador \mathcal{H}_∞ foi projetado de forma a minimizar a aceleração da massa suspensa e minimizar a deflexão do pneu, sujeito à restrições físicas da mola e do amortecedor. O desempenho do projeto integrado aninhado é avaliado por meio de simulações computacionais e comparado com o projeto sequencial. Os resultados das simulações mostram a eficácia do método de projeto integrado aninhado e sua vantagem, em termos de otimização do conforto de condução e da segurança veicular, em relação ao projeto sequencial.

Palavras-chave— Engenharia Automotiva, Controle Robusto, Suspensão Ativa, Projeto Integrado

1 Introdução

O projeto dos sistemas de suspensão dos veículos é influenciado por vários requisitos de desempenho conflitantes. Esses requisitos incluem o isolamento dos passageiros das vibrações e perturbações rodoviárias a fim de proporcionar boa qualidade de passeio e a garantia de boa aderência à estrada, mantendo as rodas em contato com o solo nas oscilações oriundas das irregularidades e conservando-as em posição favorável durante as curvas (Rajamani, 2006). As suspensões ativas podem prover as compensações entre esses requisitos pois ela têm a capacidade não só de armazenar e dissipar energia, mas também de modular o fluxo e prover de energia o sistema (Alyaqout et al., 2012).

O projeto convencional do sistema de suspensão ativa embasa-se em técnicas de projeto dos parâmetros da estrutura mecânica, seguido do projeto de controle, a fim de melhorar o desempenho dinâmico do sistema (Wuwei and Qirui, 2003). A principal desvantagem de resolver estes dois problemas sequencialmente é que ele não garante a otimização completa do sistema dinâmico (Patil et al., 2010). Dessa forma, o método convencional não garante o ideal acoplamento entre o projeto mecânico e o sistema de controle, produzindo resultados subótimos (Allison et al., 2014).

Estratégias de projeto que gerenciam o acoplamento entre a definição dos artefatos físicos e do sistema de controle estão sendo desenvolvidos e são denominados métodos de projeto integrado

(Allison et al., 2014). Essa abordagem permite realizar o projeto com base no equilíbrio entre o desempenho da estrutura mecânica e do controlador. Sendo assim, um método de projeto integrado da estrutura mecânica e dos parâmetros do controlador permite que os valores ótimos possam ser obtidos (Wuwei and Qirui, 2003).

Nos últimos anos, o projeto integrado da estrutura mecânica e do controlador têm sido aplicado a uma grande variedade de sistemas, abrangendo desde sistemas de suspensão ativa (Fathy, Papalambros, Ulsoy and Hrovat, 2003), (Fathy, Papalambros and Ulsoy, 2003), (Alyaqout et al., 2012), (Allison et al., 2014), sistemas de suspensão semi-ativa (Wuwei and Qirui, 2003), (Deshmukh et al., 2015), sistema de transmissão para veículos elétricos (Hofman and Janssen, 2017) até sistemas avançados de powertrain (Alexander et al., 2012).

Existem duas abordagens principais de projeto integrado: a aninhada e a simultânea (Herber and Allison, 2017). O projeto integrado aninhado requer duas rotinas de otimização: um laço externo que resolva o problema do projeto ótimo da planta e um laço de otimização interno que identifica o controle ótimo para cada projeto de planta considerado pelo laço exterior, conforme ilustrado na Figura 1(a). O projeto integrado simultâneo otimiza as variáveis da planta e do controle na mesma formulação de otimização, conforme mostrado na Figura 1(b) (Herber, 2014).

A principal vantagem da abordagem aninhada é a capacidade de empregar os métodos de projeto de controle existentes para resolver o problema do

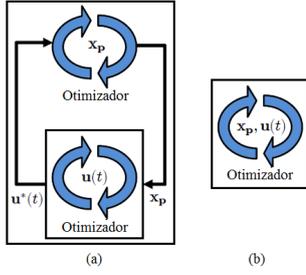


Figura 1: Estratégias de solução de projeto integrado (adaptado de (Herber, 2014)).

laço interno, sem a complexidade de gerenciar variáveis de projeto da planta (Herber, 2014). Uma série de estudos utilizaram o projeto integrado aninhado, resultando no projeto ótimo do sistema (Fathy, Papalambros, Ulsoy and Hrovat, 2003), (Fathy, Papalambros and Ulsoy, 2003) e (Deese et al., 2017).

A maioria dos estudos anteriores de projeto integrado aninhado simplificou o projeto físico, desprezando as restrições de desigualdade não lineares e fazendo com que as variáveis dependentes fossem tratadas como variáveis de otimização independentes. Os problemas de projeto integrado que tratam os aspectos do projeto físico de forma mais realista apresentam os seguintes desafios: *i*) devido a inclusão de restrições de desigualdade não lineares eles têm acoplamento bidirecional, isto é, o projeto da planta depende do projeto de controle e vice-versa e, *ii*) realizam a otimização em relação às variáveis dependentes, e isso pode resultar em formulações problemáticas que não são bem representadas (Allison et al., 2014).

O objetivo deste trabalho é implementar o método de projeto integrado aninhado para melhorar o desempenho da suspensão ativa. Apesar de desenvolver o projeto integrado aninhado de forma unidirecional, nesse estudo se pretende tratar a constante elástica da mola e o coeficiente de amortecimento do amortecedor como variáveis de otimização dependentes, os relacionando através de restrições geométricas. Dessa forma, se almeja mostrar as melhorias que, ainda assim, esse projeto proporciona em relação ao projeto convencional. Este é um problema ainda em aberto e pretende-se esclarecer algumas questões por meio de estudos futuros. Diferentemente de outros trabalhos, o artigo está focado na identificação de parâmetros mais reais e apropriados para construção da mola e do amortecedor da suspensão ativa.

2 Modelo da suspensão veicular

A dinâmica da suspensão baseia-se no modelo de um quarto de carro, representado por um sistema linear de dois graus de liberdade, conforme mostrado na Figura 2. Neste modelo, a massa suspensa m_s representa um quarto da massa total

da carroceria do veículo, e a massa não suspensa m_u representa o conjunto eixo – roda. O sistema de suspensão é composto por uma mola com constante elástica k_s em paralelo com um amortecedor com coeficiente de amortecimento b_s . A força de controle ativa F_A é aplicada entre as duas massas por meio de um atuador. A constante elástica do pneu é denominada k_t . Os dois graus de liberdade do modelo são representados pelo deslocamento vertical da massa suspensa Z_s , e deslocamento vertical da massa não suspensa Z_u . A perturbação Z_r é causada pelas irregularidades da pista.

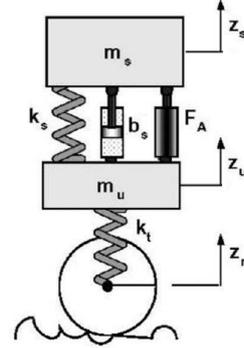


Figura 2: Modelo de $1/4$ de carro para o sistema de suspensão ativa (Dutra, 2016).

O modelo dinâmico do sistema pode ser descrito pela Equação (1).

$$\dot{x} = Ax + B_A F_A + B_r Z_r \quad (1)$$

onde x é o vetor de estado, definido por

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_s \\ \dot{Z}_s \\ Z_u \\ \dot{Z}_u \end{bmatrix} \quad (2)$$

sendo x_1 o deslocamento vertical da massa suspensa, x_2 a velocidade da massa suspensa, x_3 o deslocamento vertical da massa não suspensa e x_4 a velocidade da massa não suspensa.

E as matrizes A , B_A e B_r são dadas por

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-k_s}{m_s} & \frac{-b_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & \frac{-(k_s+k_t)}{m_u} & \frac{-b_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$B_A = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & \frac{-1}{m_u} \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

$$B_r = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix}^T \quad (5)$$

Os parâmetros k_s e b_s têm sido tratados como variáveis de projeto independentes em muitos trabalhos de projeto integrado (Fathy, Papalambros, Ulsoy and Hrovat, 2003), (Verros et al., 2005), mas

sabe-se que, de fato, dependem do projeto geométrico e restrições. Aqui, com base no estudo de (Allison et al., 2014), k_s e b_s são tratadas como variáveis dependentes através de restrições geométricas. Utiliza-se um modelo de planta que calcula a constante elástica e o coeficiente de amortecimento em função das variáveis geométricas independentes do projeto da mola e do amortecedor. O parâmetro k_t também é obtido através do método de otimização.

2.1 Projeto da mola

A Figura 3 ilustra uma mola de compressão helicoidal com extremidades quadradas e uma das extremidades fixada na terra. A mola helicoidal envolve o amortecedor, sendo eles coaxiais. As variáveis de projeto da mola, que fazem parte do vetor de projeto da planta x_p , são o diâmetro da hélice D , o diâmetro do fio d , o passo de mola p e o número de bobinas ativas N_a .

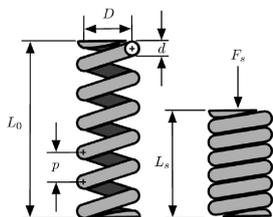


Figura 3: Mola de compressão helicoidal (Allison et al., 2014).

O comprimento livre da mola é $L_o = pN_a + 2d$ e o comprimento sólido é $L_s = d(N_a + Q - 1)$, onde $Q = 1,75$ para extremidade quadrada e fixada na terra (Allison et al., 2014). A constante elástica é dada pela Equação (6).

$$k_s = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)} \quad (6)$$

onde $G = 77,2GPa$ é o módulo de cisalhamento para ASTM A401 e $C = D/d$ é o índice de mola, com as seguintes restrições:

$$f_1(x_p) = 4 - C \leq 0 \quad (7)$$

$$f_2(x_p) = C - 12 \leq 0 \quad (8)$$

Como forma de evitar o encurvamento:

$$f_3(x_p) = L_o - 5,26D \leq 0 \quad (9)$$

A mola não comprimida deve caber dentro do comprimento especificado ($L_{Omax} = 0,40m$) para o veículo:

$$f_4(x_p) = L_o - L_{Omax} \leq 0 \quad (10)$$

O diâmetro exterior da mola não deve exceder $D_{Omax} = 0,25m$ para evitar interferências com os componentes do veículo:

$$f_5(x_p) = d + D - D_{Omax} \leq 0 \quad (11)$$

O diâmetro interno da mola deve ser grande o suficiente para caber em torno do amortecedor com pelo menos $\delta_{dc} = 9,0mm$ de folga:

$$f_6(x_p) = d - D + D_p + 2(\delta_{dc} + t_d) \leq 0 \quad (12)$$

onde D_p é o diâmetro do pistão de trabalho do amortecedor e $t_d = 2,0mm$ é a espessura da parede do amortecedor (Allison et al., 2014).

2.2 Projeto do amortecedor

No projeto se considera um amortecedor telescópico de tubo único, onde assume-se amortecimento linear, no qual a força de amortecimento é proporcional à velocidade do pistão do amortecedor. O princípio de funcionamento do amortecedor, suas propriedades de amortecimento e térmicas podem ser encontradas em (Allison et al., 2014).

As variáveis de projeto do amortecedor, que fazem parte do vetor de projeto da planta x_p , são o diâmetro da válvula D_o , o diâmetro do pistão de trabalho D_p e o curso do amortecedor D_s . O coeficiente de amortecimento é dado pela Equação (13).

$$b_s = \frac{D_p^4}{8C_d C_2 D_o^2} \sqrt{\frac{\pi k_v \rho_1}{2}} \quad (13)$$

onde C_d é o coeficiente de descarga ($\approx 0,7$ para válvulas de carretel), C_2 é o coeficiente da válvula do amortecedor (aqui, $C_2 = 0,0013$), $k_v = 7500N/m$ é a constante da mola da válvula de carretel, $\rho_1 = 850kg/m^3$ é a densidade do fluido do amortecedor.

O curso do amortecedor (deslocamento axial total disponível do pistão de trabalho) D_s é designado como uma variável de projeto independente.

Para garantir uma amplitude de movimento do amortecedor adequada:

$$f_7(x_p) = L_o - L_s - D_s \leq 0 \quad (14)$$

O amortecedor deve encaixar dentro do comprimento especificado ($L_{Omax} = 0,40m$):

$$f_8(x_p) = 2D_s + \ell_{d1} + \ell_{d2} - L_{Omax} \leq 0 \quad (15)$$

onde $\ell_{d1} = 0,02m$ e $\ell_{d2} = 0,04m$ quantificam o espaço necessário para os componentes do amortecedor acima e abaixo da faixa do pistão de trabalho, respectivamente.

O vetor completo do projeto da planta pode agora ser definido

$$x_p = [k_t, D, d, p, N_a, D_o, D_p, D_s] \quad (16)$$

3 Método de projeto integrado

O projeto integrado aninhado de um sistema de suspensão ativa é apresentado. Nesta metodologia um laço de otimização externo executa o projeto

da planta e um laço de otimização interno identifica o controle ótimo para cada projeto de planta testado pelo laço externo.

As variáveis de otimização para a planta, que compõe o vetor do projeto da planta x_p , são a constante elástica do pneu k_t , o diâmetro da hélice D , o diâmetro do fio d , o número de bobinas ativas N_a e o diâmetro do pistão de trabalho D_p , e para o controlador, o vetor de ganho de realimentação $K(s)$.

Limites inferiores e superiores são impostos às variáveis de projeto da planta para evitar que elas se desviem dos seus valores típicos, e a estabilidade em malha fechada é imposta como restrição nos projetos da planta e do controlador (Fathy, Papalambros, Ulsoy and Hrovat, 2003).

Nessas condições, o problema do laço externo é definido como:

$$\min_{x_p} \phi(x_p) \quad (17)$$

sujeito às restrições de desigualdade, que dependem somente do projeto da planta. Para cada avaliação da função de valor ótimo $\phi(\cdot)$, o seguinte problema do laço interno é resolvido:

$$\min_{x_c} \Phi(x_p^\dagger, x_c) \quad (18)$$

sujeito às restrições de igualdade e desigualdade, que dependem do projeto da planta candidato e do projeto de controle. Na Equação (18), x_p^\dagger é um projeto de planta candidato e $\Phi(\cdot)$ é a função objetivo.

Ao considerar a incerteza do modelo dinâmico do sistema de suspensão, o controle \mathcal{H}_∞ é uma ferramenta apropriada para garantir a estabilidade ou desempenho robusto (Wuwei and Qirui, 2003). O controle \mathcal{H}_∞ consiste em projetar um controlador tal que a norma infinito da função de transferência entre a entrada exógena e a saída controlada $T_{wz}(s)$ seja mínima. É portanto um problema de rejeição a perturbações, na medida em que,

$$\|T_{wz}(s)\|_\infty = \sup_{w(t)} \frac{\|z(t)\|_2}{\|w(t)\|_2}, \quad (19)$$

dado que $\|w(t)\|_2 > 0$ (Vidyasagar, 1986).

Os objetivos do projeto são isolar a massa suspensa das irregularidades da estrada a fim de maximizar o conforto dos passageiros, e produzir o contato contínuo entre o pneu e a pista para garantir boa aderência à estrada. Dado que a entrada exógena w é a perturbação Z_r proveniente das irregularidades da estrada, a saída controlada z é determinada como sendo a combinação ponderada do deslocamento vertical da massa suspensa Z_s e da diferença entre o deslocamento da massa não suspensa e a irregularidade da pista ($Z_u - Z_r$).

O procedimento do projeto integrado aninhado do sistema de suspensão ativa é o seguinte: no estágio inicial, a arquitetura ótima da planta x_p

é encontrada, empregando o Método Nelder–Mead Simplex (Lagarias et al., 1998) para solução da Equação (17). No segundo estágio, com o projeto de planta candidato x_p^\dagger , encontra-se a arquitetura de controle ótimo x_c , solucionando a Equação (18) através do processo de otimização do controlador \mathcal{H}_∞ de realimentação dinâmica das saídas que minimiza (19). Com base no valor de γ , que é o custo ou valor mínimo encontrado para $\|T_{wz}(s)\|_\infty$ obtido no laço interno, retorna-se, então ao projeto da planta, no qual o laço externo otimiza a função objetivo em relação à planta, com o controlador para essa planta. O laço interno encontra o novo controlador ótimo para a nova planta candidata gerada pelo laço externo. Este processo iterativo é repetido até que o índice de desempenho otimizado do sistema é encontrado, e dessa forma, a estrutura mecânica e os parâmetros de controle do sistema de suspensão são determinados.

4 Análise da dinâmica do sistema de suspensão

Nesta seção os resultados das simulações são descritos. Desde que tenha sido aceito que uma suspensão ativa tem melhor conforto de condução e segurança veicular do que uma suspensão passiva, prestamos mais atenção aqui às comparações entre a suspensão ativa sem projeto integrado (sequencial) e com projeto integrado aninhado. No artigo, ao projetar o controlador \mathcal{H}_∞ para ambos os sistemas sequencial e aninhado, os mesmos vetores de medição e vetores de controle foram adotados.

Os sistemas de suspensão são comparados em relação às respostas a uma dada excitação a partir das irregularidades da estrada. Os índices de desempenho de conforto e segurança veicular são, respectivamente, a aceleração da massa suspensa \ddot{Z}_s e a força de contato entre o pneu e a pista F_z , dada pela soma da força dinâmica f_{din} com a força estática f_{est} (Lajqi and Pehan, 2012):

$$F_z = f_{din} + f_{est} = k_t(Z_u - Z_r) + g(m_s + m_u) \quad (20)$$

Para o projeto sequencial considera-se o veículo Hyundai Elantra de 1992 (Patole and Sawant, 2015), com seus parâmetros definidos na Tabela 1.

Tabela 1: Parâmetros do veículo Hyundai Elantra.

Parâmetro	Valor
Massa suspensa	515,45 kg
Massa não suspensa	23,61 kg
Constante elástica da suspensão	12394 N/m
Constante elástica do pneu	181818 N/m
Coef. amortecimento da suspensão	1385 N·s/m

No projeto integrado aninhado, utiliza-se os valores da massa suspensa e não suspensa, definidos na Tabela 1. Do vetor de parâmetros

da planta otimizada, equação (16), se estipula $p = 0,020m$, $D_o = 0,01428m$, $D_s = 0,150m$.

Empregando o Método Nelder–Mead Simplex (Lagarias et al., 1998) com as condições iniciais $k_t^0 = 181818N/m$, $D^0 = 0,0760m$, $d^0 = 0,0090m$, $N_a^0 = 10$ e $D_p^0 = 0,030m$ e, dadas as seguintes restrições:

$$\begin{aligned} 120000N/m &\leq k_t \leq 190000N/m \\ 0,065m &\leq D \leq 0,088m \\ 0,0085m &\leq d \leq 0,0095m \\ 6 &\leq N_a \leq 15 \\ 0,02794m &\leq D_p \leq 0,03257m \end{aligned} \quad (21)$$

obtem-se os valores otimizados de $k_t = 178044N/m$, $D = 0,0778926m$, $d = 0,0094015m$, $N_a = 10$ e $D_p = 0,02983m$. Substituindo estes valores nas Equações (6) e (13), resulta em $k_s = 15837N/m$ e $b_s = 1687Ns/m$, respectivamente.

Os valores das normas \mathcal{H}_∞ da função de transferência entre a entrada exógena e a saída controlada $T_{wz}(s)$ para o projeto sequencial e o projeto aninhado são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Valores das normas \mathcal{H}_∞ .

Projeto	$\ T_{wz}(s)\ _\infty$
Sequencial	6,9962
Aninhado	6,8962

Na primeira simulação utiliza-se a excitação lombada descrita pela Equação (22), como mostrado na Figura 4.

$$Z_r = \frac{h}{2} \left(1 - \left(\cos \left(\frac{2\pi Vt}{L} \right) \right) \right) \quad (22)$$

sendo $V = 30km/h$ a velocidade do veículo, $h = 0,1m$ a altura e $L = 3,7m$ o comprimento da lombada.

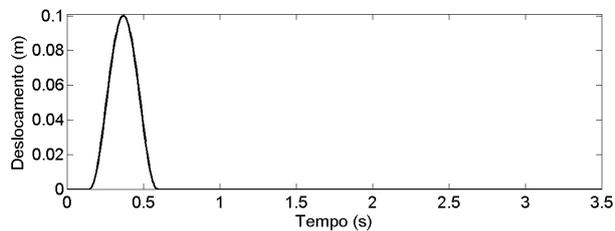


Figura 4: Excitação lombada.

A Figura 5 mostra o comportamento da aceleração da massa suspensa. Na Tabela 3 são apresentados os valores de pico máximo, pico mínimo e RMS (*Root Mean Square*) da aceleração da massa suspensa, quando o veículo é submetido à excitação lombada, para o projeto sequencial e o aninhado.

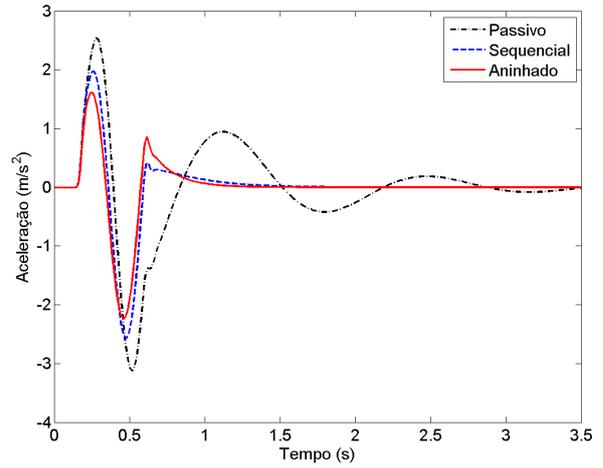


Figura 5: Aceleração da massa suspensa para excitação lombada.

Tabela 3: Aceleração da massa suspensa para excitação lombada.

Aceleração [m/s^2]	Máximo	Mínimo	RMS
Sequencial	1,973	-2,566	0,5825
Aninhado	1,61	-2,239	0,5018

Analisando-se os resultados da Figura 5 e da Tabela 3, verifica-se que o sistema aninhado apresenta valores RMS da aceleração da massa suspensa inferiores ao do sistema sequencial. Além disso, o sistema aninhado reduz em 18% o maior valor de pico da resposta temporal da aceleração em relação ao projeto sequencial.

A Figura 6 mostra o comportamento da força de contato entre o pneu e a pista. Os valores de pico máximo e mínimo da força de contato, quando o veículo é submetido à excitação lombada, para o projeto sequencial e o aninhado são apresentados na Tabela 4.

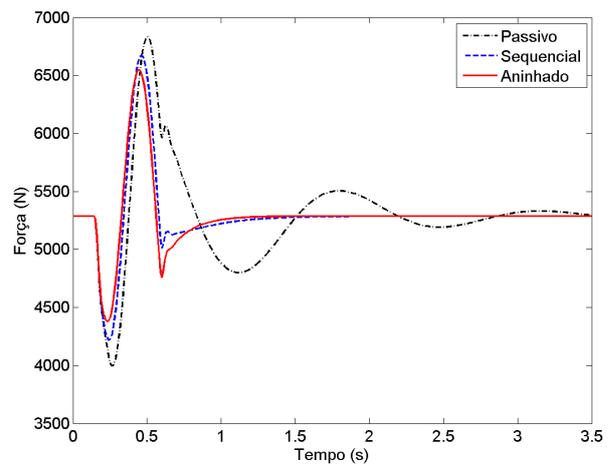


Figura 6: Força de contato entre o pneu e a pista para excitação lombada.

Tabela 4: Força de contato entre o pneu e a pista para excitação lombada.

Força de Contato [N]	Máximo	Mínimo
Sequencial	6674	4220
Aninhado	6548	4377

A Figura 6 demonstra que a variação da força de contato entre o pneu e a pista no projeto integrado aninhado é geralmente menor do que no projeto sequencial. Isso significa que a variação da força no pneu é diminuída. A partir dos valores da Tabela 4, verifica-se que o sistema ativo reduz em 3,72% o maior valor de pico da resposta temporal da força de contato entre o pneu e a pista. Portanto, esse resultado indica que o método de projeto integrado aninhado melhora o desempenho da suspensão em relação ao projeto sequencial.

A fim de complementar a análise, são também apresentados o comportamento do deslocamento da massa suspensa e do deslocamento da massa não suspensa, Figuras 7 e 8, respectivamente.

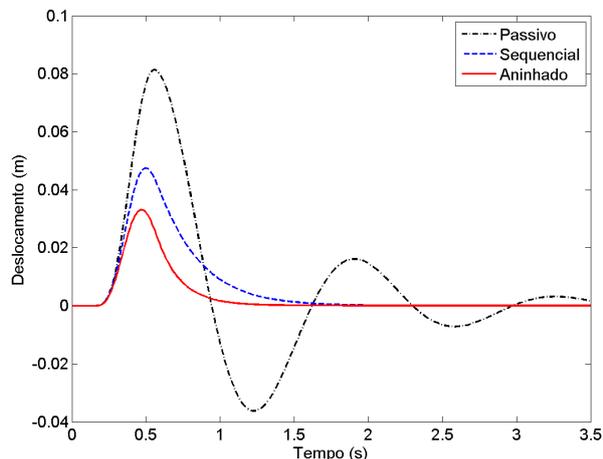


Figura 7: Deslocamento da massa suspensa para excitação lombada.

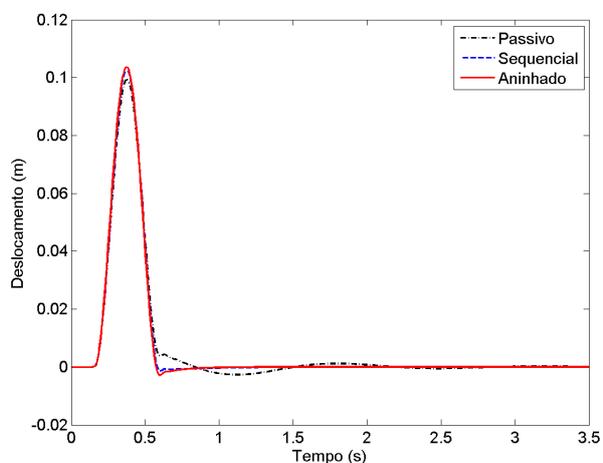


Figura 8: Deslocamento da massa não suspensa para excitação lombada.

A Figura 7 evidencia que o projeto aninhado apresenta um melhor resultado em relação ao projeto sequencial, devido às baixas amplitudes de vibração. Nos resultados apresentados na Figura 8 não se verifica muita diferença entre os projetos sequencial e aninhado. Os dois apresentam resultados semelhantes, ficando evidente apenas a tentativa dos controladores em corrigir a resposta do veículo.

Na segunda simulação utiliza-se a excitação senoidal descrita pela Equação (23), como mostrado na Figura 9.

$$Z_r = h \cdot \sin(\omega t) \quad (23)$$

com $\omega = 5 \text{ rad/s}$, que é próximo a frequência de ressonância da massa suspensa. Considera-se a amplitude da onda senoidal $h = 0,01 \text{ m}$.

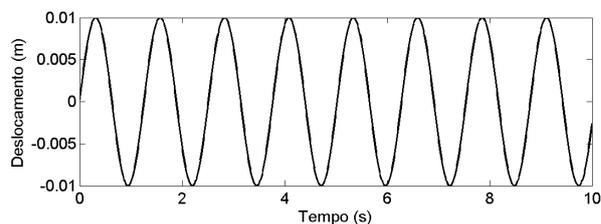


Figura 9: Excitação senoidal.

Nas Figuras 10 e 11, são mostradas, respectivamente, a aceleração da massa suspensa e a força de contato entre o pneu e a pista. Verifica-se que a aceleração da massa suspensa e a variação da força de contato entre o pneu e a pista do sistema usando a abordagem do projeto integrado aninhado é menor do que a aceleração e a variação da força de contato do sistema usando a abordagem sequencial. Portanto, os resultados das simulações indicam que o método de projeto integrado aninhado apresenta também melhorias em termos de conforto de condução e segurança veicular em relação ao projeto sequencial.

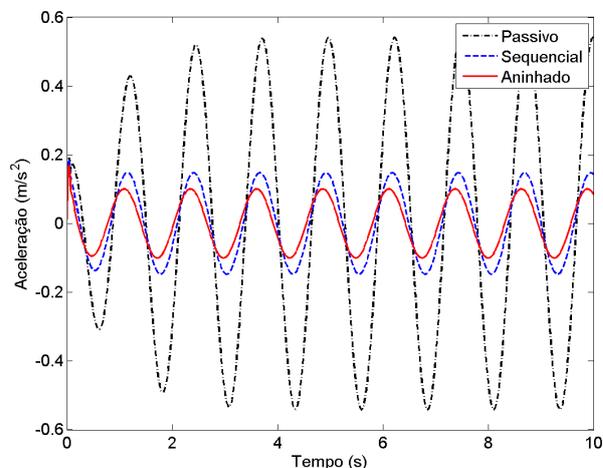


Figura 10: Aceleração da massa suspensa para excitação senoidal.

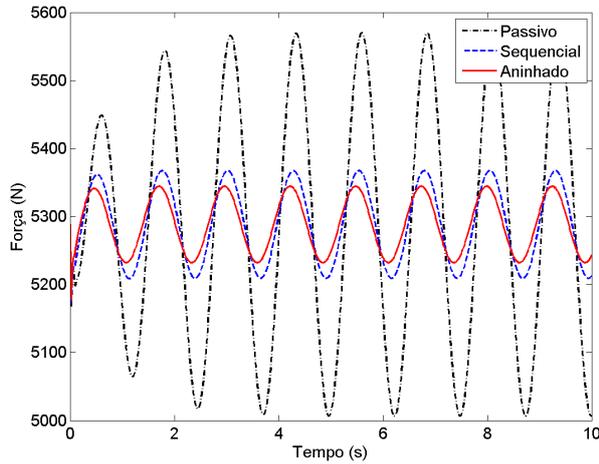


Figura 11: Força de contato entre o pneu e a pista para excitação senoidal.

As Figuras 12 e 13 apresentam, respectivamente, o comportamento do deslocamento da massa suspensa e do deslocamento da massa não suspensa.

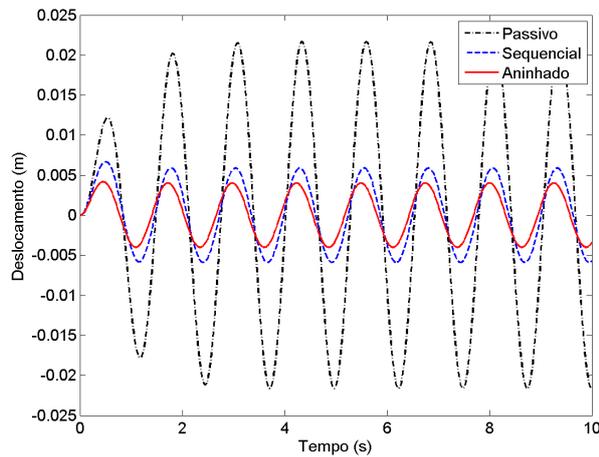


Figura 12: Deslocamento da massa suspensa para excitação senoidal.

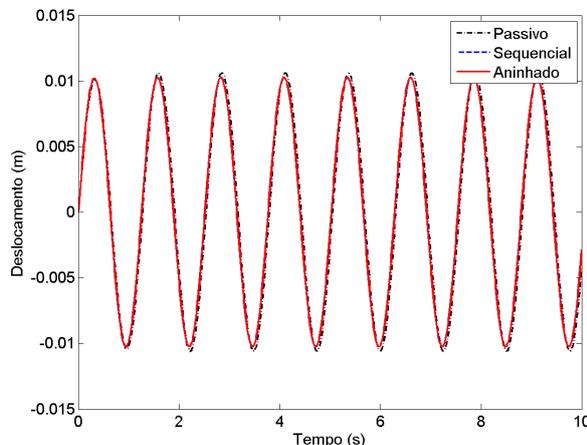


Figura 13: Deslocamento da massa não suspensa para excitação senoidal.

Pelo comportamento do deslocamento da massa suspensa quando o veículo é submetido à excitação senoidal, Figura 12, também fica evidente que o projeto aninhado apresenta melhor resultado em relação ao projeto sequencial, devido às menores amplitudes de vibração. Nos resultados apresentados na Figura 13 não é possível verificar diferenças significativas entre os projetos sequencial e aninhado, ficando evidente apenas a tentativa contínua dos controladores em corrigir a resposta do veículo.

5 Conclusões

Este artigo apresentou uma abordagem aninhada para o projeto integrado dos parâmetros da estrutura mecânica e parâmetros de controle de sistemas de suspensão automotiva ativa. O projeto se baseou no modelo de um quarto de carro, utilizando o controlador \mathcal{H}_∞ cujo o objetivo foi minimizar a aceleração da massa suspensa e minimizar a deflexão do pneu, sujeito às restrições físicas da mola e do amortecedor. Diferentemente de outros trabalhos, investigou-se a otimização de parâmetros construtivos da suspensão, ao invés dos coeficientes da suspensão. Isso torna esse projeto mais próximo da realidade prática.

A fim de mostrar a eficácia do método de projeto integrado aninhado proposto, foi apresentada a comparação do desempenho do sistema ativo aninhado com o sistema ativo sequencial. Os sistemas foram comparados em relação à resposta temporal dos movimentos que representam o conforto e a segurança do sistema veicular. O conforto foi representado pela aceleração vertical da massa suspensa e a segurança veicular pela força de contato entre o pneu e a pista. Além disso, a fim de complementar a análise, foram também apresentados o comportamento temporal do deslocamento da massa suspensa e do deslocamento da massa não suspensa.

Os resultados se mostraram satisfatórios. Pela discussão elaborada na seção anterior, pode-se comprovar a eficácia do método de projeto integrado aninhado e sua vantagem, em termos de otimização do conforto de condução e da segurança veicular, em relação ao projeto sequencial.

Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES pelo auxílio financeiro concedido.

Referências

Alexander, M. J., Allison, J. T. and Papalambros, P. Y. (2012). Decomposition-based design optimization of electric vehicle powertrains using proper orthogonal decomposition, *Int. Journal of Powertrains* **1**(1): 72–92.

- Allison, J. T., Guo, T. and Han, Z. (2014). Co-design of an active suspension using simultaneous dynamic optimization, *Journal of Mechanical Design* **136**: 1–14.
- Alyaqout, S. F., Papalambros, P. Y. and Ulsoy, A. G. (2012). Combined design and robust control of a vehicle passive/active suspension, *Int. J. Vehicle Design* **59(4)**: 315–330.
- Deese, J., Deodhar, N. and Vermillion, C. (2017). Nested plant/controller co-design using g-optimal design and extremum seeking: theoretical framework and application to an airborne wind energy system, *Elsevier* **50(1)**: 11965–11971.
- Deshmukh, A. P., Herber, D. R. and Allison, J. T. (2015). Bridging the gap between open-loop and closed-loop control in co-design: a framework for complete optimal plant and control architecture design, *American Control Conference* pp. 4916–4922.
- Dutra, S. P. (2016). Controle \mathcal{H}_∞ de sistemas de suspensão ativa veicular, *Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville* p. 87.
- Fathy, H. K., Papalambros, P. Y. and Ulsoy, A. G. (2003). Integrated plant, observer, and controller optimization with application to combined passive/active automotive suspensions, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Dynamic Systems and Control* **1,2**: 15–21.
- Fathy, H. K., Papalambros, P. Y., Ulsoy, A. G. and Hrovat, D. (2003). Nested plant/controller optimization with application to combined passive/active automotive suspensions, *American Control Conference* pp. 3375–3380.
- Herber, D. R. (2014). Dynamic system design optimization of wave energy converters utilizing direct transcription, *University of Illinois at Urbana-Champaign* .
- Herber, D. R. and Allison, J. T. (2017). Nested and simultaneous solution strategies for general combined plant and controller design problems, *ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* .
- Hofman, T. and Janssen, N. (2017). Integrated design optimization of the transmission system and vehicle control for electric vehicles, *Elsevier* **50(1)**: 10072–10077.
- Lagarias, J. C., Reeds, J. A., Wright, M. H. and Wright, P. E. (1998). Convergence properties of the nelder–mead simplex method in low dimensions, *SIAM Journal of Optimization* **9(1)**: 112–147.
- Lajqi, S. and Pehan, P. (2012). Designs and optimizations of active and semi-active non-linear suspension systems for a terrain vehicle, *Journal of Mechanical Engineering* **58(12)**: 732–743.
- Patil, R., Filipi, Z. and Fathy, H. (2010). Computationally efficient combined design and control optimization using a coupling measure, *IFAC Symposium on Mechatronic Systems* pp. 144–151.
- Patole, S. S. and Sawant, S. H. (2015). Theoretical and numerical analysis of half car vehicle dynamic model subjected to different road profiles with wheel base delay and nonlinear parameters, *International Journal of Multidisciplinary and Current Research* **3**: 542–546.
- Rajamani, R. (2006). Vehicle dynamics and control, *New York: Springer* .
- Verros, G., Natsiavas, S. and Papadimitriou, C. (2005). Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation, *J. Vib. Control* **11(5)**: 581–606.
- Vidyasagar, M. (1986). Optimal rejection of persistent bounded disturbances, *IEEE Trans. Automatic Control* **31(6)**: 527–534.
- Wuwei, C. and Qirui, W. (2003). Integrated design of structure/control systems of semi-active suspension using genetic algorithms and \mathcal{H}_∞ control scheme, *Int. J. Vehicle Autonomous Systems* **1(3/4)**: 387–404.