

OTIMIZAÇÃO DO CONTROLE DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO TREM DE CARGA EQUIPADO COM SISTEMA DE FRENAGEM ELETROPNEUMÁTICO (ECP)

Juliano Todesco

e-mail: julianotodesco@gmail.com

Resumo. Este trabalho foi construído a partir do estudo da dinâmica longitudinal do trem de carga. Buscou-se focar a otimização dos modelos de controle, atuando sobre os freios e o sistema de tração dos trens de carga. Dois tipos de controle em malha fechada foram desenvolvidos: um atuou sobre o percurso do trem e o outro atuou para mitigar as ondas de choque resultantes, por exemplo, da transição brutal de uma condição de tração para frenagem ou o contrário.

Palavras chave: *Controle em Malha Fechada; Sistema de freios controlados eletropneumáticos(ECP); Trem de carga; LQR; Controle Ótimo*

1. Introdução

Atualmente, no mundo inteiro, os construtores de trens de carga estão altamente submetidos à busca de lucratividade imposta pelas empresas de mercadorias. A fim de reduzir os custos operacionais e de maximizar as economias de escala, essas empresas exigem trens mais pesados, mais velozes e mais compridos. O endurecimento das condições do mercado gera grandes desafios em termos técnicos. Por exemplo, os aumentos da carga e do número de veículos podem ter várias repercussões negativas como: aumento considerável dos esforços entre os veículos, risco de instabilidade e de impactos de frenagem mais fortes ou dificuldade de manipulação crescente para o maquinista. Em consequência, prever o comportamento e ter o controle sobre o trem é certamente interesse do setor ferroviário.

Na prática, os engenheiros ferroviários procuram desenvolver e aperfeiçoar os conhecimentos da área para atender as metas de eficiência econômica sem comprometer a segurança do transporte. Ferramenta na interseção da engenharia mecânica, eletrônica e computacional, as técnicas de controle moderno participam à resolução dos desafios descritos acima. De fato, o uso do controle moderno leva em consideração diversas variáveis – como, por exemplo, os diversos graus de liberdade do trem, as forças de resistência ao rolamento e os vários atuadores em ação – e permite assim enxergar o sistema inteiro. Também permite a realização de um controle integrado, ou seja, a unificação de sequência múltiplas dentro do mesmo controle. A tração distributiva, em que mais do que um conjunto de locomotivas ao longo do trem ajuda a diminuir a concentração de esforços na frente, é um exemplo do controle integrado. Um conjunto opera sabendo das condições dos outros conjuntos assim como dos esforços produzidos por eles.

Este trabalho é construído a partir do estudo da dinâmica longitudinal do trem. Busca-se focar na otimização dos modelos de controle atuando sobre os freios e o sistema de tração dos trens de carga. Dois tipos de controle em malha fechada foram desenvolvidos: um atua sobre o percurso do trem (ações sobre os freios e a tração) enquanto o outro, tenta mitigar as ondas de choque resultadas, por exemplo, pela transição brutal de uma condição de tração para frenagem ou o contrário (ação sobre os freios). Essas ondas podem provocar impactos entre os veículos, o que danifica a estrutura do trem e as cargas transportadas e pode causar possíveis acidentes. O primeiro tipo de controle retoma técnicas já conhecidas, mas considera separado a tração e o freio dinâmico do freio pneumático. Essa distinção exprime de um modo mais representativo as condições reais. O segundo tipo constitui uma inovação das técnicas de controle. Através de um controle gradual sobre os freios, os objetivos ambicionados são dissipar mais rapidamente as ondas de choque e assim, diminuir as solicitações sobre os acoplamentos e o resto da estrutura dos veículos.

2. Revisão dos trabalhos anteriores

Existe uma literatura extensa que trata do uso dos sistemas dinâmicos e de controle para a área ferroviária. No Brasil, os primeiros estudos foram feitos no Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo - IPT, na Divisão de Tecnologia de Transportes - DITT, que na década de 80 possuía um corpo técnico de desenvolvimento ferroviário. Há trabalhos como de Felício (1984), *Modelagem e Simulação do Comportamento Dinâmico de uma Composição Ferroviária* e de Barbosa (1993), *Estudo da Dinâmica Longitudinal do Trem*.

Devem-se mencionar os dois trabalhos realizados por Chou e Xia (um juntamente com Kayser). O primeiro propõe um modelo de dinâmica longitudinal assim como o processo de verificação do modelo para os trens de carga *heavy-haul* equipados com um sistema de frenagem pneumático eletronicamente controlado. Três fatores entram em consideração no estudo: a regulação da velocidade, as forças nos acoplamentos e a gestão do consumo de energia. O segundo trabalho retoma esse modelo para otimizar o controle em malha fechada e atenuar os custos operacionais dos trens de carga com sistema de frenagem ECP. Três configurações diferentes do controle estão apresentadas: controle homogêneo, controle adaptativo e controle completamente independente. É importante assinalar que o modelo proposto neste artigo apóia-se nos métodos descritos por Chou e Xia.

Goodall e Kortüm (2001) mostram os avanços e benefícios da mecatrônica para os potenciais desenvolvimentos dos veículos ferroviários. Eles consideram que é preciso, não só implementar um controle eletrônico a um sistema

mecânico efetivo, mas construir juntamente o sistema mecânico aproveitando plenamente do controle. O trabalho concentra-se nos processos de suspensão e de contato entre a roda e o trilho.

Os trabalhos seguintes foram dedicados à questão da eficiência. O trabalho de Howlett, Milroy e Pudney (1994) apresenta técnicas de controle ótimo tendo como base dois sistemas – o *Metromiser* e o *Long-Haul Fuel Conservation System* – para conseguir estratégias de controle energeticamente eficientes. Os objetivos são modernizar o funcionamento do trem e, em seguida, controlá-lo para diminuir os gastos energéticos. O trabalho toma em consideração as condições reais do transporte ferroviário. Howlett, entretanto, examina um método para calcular a estratégia de controle ótimo. Ele determina a eficiência energética para um trem de carga comprido só com níveis discretos de controle (Howlett, 1996). Como notam Chou e Xia (2006), esses trabalhos padecem a ignorância das forças nos acoplamentos e dos efeitos de fatores imprevisíveis, o recálculo lento em caso de distúrbios, etc. Um terceiro trabalho, de Xia e Zhang (2010) interessa-se pelas relações entre os sistemas de controle dos trens de carga pesada e a eficiência energética baseada na classificação POET. Essa classificação da eficiência abrange a execução, a operação, o equipamento e a tecnologia, ou POET, conforme a sigla inglesa.

O trabalho de Ciann-Dong Yang e Yun-Ping Sun (2001) apresenta um projeto de controle misto H_2/H_∞ para os trens de alta velocidade. Esse modelo concebe o trem como massas individuais interconectadas através de acopladores como molas e permite a análise das forças nos acoplamentos.

A este respeito, Xia e Chou em *Controller design for heavy-haul train system* descrevem as forças nos acoplamentos como as forças de impacto e de estresse experimentadas pelas molas dos acopladores. As novas características dos trens de carga, ou seja, peso e comprimento em forte aumento, envolvem forças nos acoplamentos maiores. Por isso, eles precisam de manutenção freqüente e de tempo de resposta reduzido. Esse trabalho também mostra as limitações do sistema de frenagem pneumático tradicional e os avanços dos freios ECP, controlados eletronicamente. De fato, no sistema de frenagem clássico, o ar comprimido na locomotiva líder atravessa um conduto sequencialmente de um veículo após do outro. Como a propagação do sinal não pode ultrapassar a velocidade do som, há um atraso para o sinal de pressão atingir os veículos ao longo do trem (BARBOSA, 1993). Em consequência, essas restrições provocam um aumento do tempo de frenagem, desigual ao longo do trem, e esforços excessivos nos acoplamentos. O sistema de frenagem ECP oferece: mais flexibilidade permitindo a frenagem simultânea de todos os veículos assim como a frenagem de cada um individualmente, a redução das distâncias de frenagem, o aumento do controle sobre o trem, o melhoramento da segurança, a diminuição do consumo de combustível e dos desgastes do sistema de frenagem (KULL, 2001).

3. Modelo do trem

No estudo da dinâmica longitudinal do trem feita a partir das equações do movimento, as principais forças são: força de inércia, força nos engates (acoplamentos), força de resistência ao movimento e força do freio pneumático. Ao referir-se a uma locomotiva, duas forças têm que ser adicionadas: força de tração e força de freio dinâmico.

Força nos Engates: Por simplificação, os engates serão tratados como um conjunto de molas em paralelo com um amortecedor do tipo viscoso linear. Assim temos um sistema linear amortecido para o acoplamento. Sendo que i faz referência à posição do veículo ao longo do trem, x ao deslocamento e \dot{x} à velocidade, a força é descrita da seguinte forma:

$$\mathbf{F}_a = \underbrace{\mathbf{k}_i(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_{i+1})}_{\text{Força de mola}} + \underbrace{\mathbf{d}_i(\dot{\mathbf{x}}_i - \dot{\mathbf{x}}_{i+1})}_{\text{Força do amortecedor}} \quad [N] \quad (I)$$

Força de Resistência ao Movimento: São forças que resistem ao movimento do veículo na direção longitudinal, logo serão sempre opostas à direção do movimento.

a)

Força de resistência ao rolamento.

Ao movimentarem-se, as partes girantes oferecem resistência ao movimento devido ao atrito nos rolamentos assim como ao termo de resistência aerodinâmica (CHOU; XIA; KAYSER, 2007). A força é chamada F_r , onde \dot{x} é a velocidade do veículo e c_o, c_v, c_{an} são obtidas experimentalmente.

$$\mathbf{F}_r = \underbrace{\mathbf{c}_o + \mathbf{c}_v \dot{\mathbf{x}}}_{\text{Frolamento}} + \underbrace{\mathbf{c}_{an} \dot{\mathbf{x}}^2}_{\text{Faerodinâmica}} \quad [N] \quad (II)$$

b) **Força de resistência devida à inclinação da via.** A força, devida à inclinação da via corresponde ao componente da força gravitacional na direção longitudinal:

$$\mathbf{F}_g = \mathbf{g} \sin \theta_i \mathbf{m}_i \quad [N] \quad (III)$$

Onde θ_i é o ângulo do plano da via em relação ao plano horizontal.

c) **Força de resistência devida à curvatura da via.** Resistência devida à circunscrição de uma curva ocasionada pela má acomodação dos rodéiros. Esta provoca atritos entre as rodas e os trilhos. A força é representada por:

$$\mathbf{F}_c = \mathbf{g} \mathbf{m}_1 \mathbf{C} \mathbf{R}_{via1}^{-1} \quad [N] \quad (IV)$$

Sendo R_{via} o raio de curvatura da via férrea, d_e a distância entre o centro dos truques e C uma constante igual a $2 * 10^{-3} * d_e$ (Garg & Dukkipati, 1984).

Para a representação, as forças de resistência ao movimento são somadas e representadas por $R = F_r + F_g + F_c$ na figura 1.

As forças de atuação ativa são sobre as quais o controle pode ser exercido. Para os vagões, são apenas os freios pneumáticos com controle eletrônico. Já as locomotivas contam com os freios pneumáticos e com a tração juntamente com o freio dinâmico. Os atuadores serão tratados apenas como u_i . A intensidade e o instante da ação serão determinados pelo controle. Igualmente, os limites e a taxa de variação da força tanto para o freio como para a tração serão respeitados.

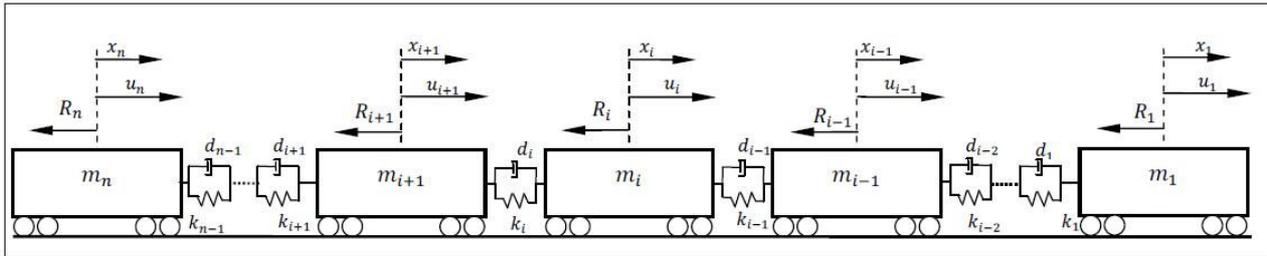


Figura 1. Diagrama de forças sobre o trem.

A figura 1 representa um trem com as forças em ação movimentando-se para a esquerda. Para cada veículo, teremos as equações do movimento.

Para o primeiro veículo:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 = & u_1 - k_1(x_1 - x_2) - d_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ & - (c_{o1} + c_{v1}\dot{x}_1 + c_{a1}\dot{x}_1^2)m_1 \\ & - g \sin \theta_1 m_1 - \mathbf{g}m_1 \mathbf{C}R_1^{-1}. \end{aligned} \quad (V)$$

Para os veículos intermediários:

$$\begin{aligned} m_i \ddot{x}_i = & u_i - k_i(x_i - x_{i+1}) - k_{i-1}(x_i - x_{i-1}) \\ & - d_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) - d_{i-1}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \\ & - (c_{oi} + c_{vi}\dot{x}_i + c_{ai}\dot{x}_i^2)m_i \\ & - g \sin \theta_i m_i - \mathbf{g}m_i \mathbf{C}R_i^{-1}, \quad i = 2, \dots, n-1. \end{aligned} \quad (VI)$$

Para o último veículo do comboio:

$$\begin{aligned} m_n \ddot{x}_n = & u_n - k_{n-1}(x_n - x_{n-1}) - d_{n-1}(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) \\ & - (c_{on} + c_{vn}\dot{x}_n + c_{an}\dot{x}_n^2)m_n \\ & - g \sin \theta_n m_n - \mathbf{g}m_n \mathbf{C}R_n^{-1}. \end{aligned} \quad (VII)$$

4. Estratégias de controle

O trabalho de controle será tratado de duas maneiras. A primeira, denominada controle sobre o percurso, tem o intuito de otimizar o controle da dinâmica longitudinal do trem, com três ênfases: melhorar aderência com a velocidade pretendida, minimizar as forças nos acoplamentos e reduzir os gastos energéticos. Para este fim, são determinados controles modernos de malha fechada com três formas de operar o freio ECP: homogêneo, adaptativo e individualizado. A matriz B relativa aos atuadores do sistema de controle será construída a partir destes três modos diferentes.

A segunda forma desenvolve um método de operar o freio de forma a contribuir para minimizar as ondas de choque que percorrem o trem. A determinação da velocidade do trem foi realizada de forma a excluir as velocidades de veículos que estejam perturbados pela própria onda de choque. O objetivo pretendido é ter uma velocidade de referência representativa e estável que será utilizada no controle. Quando um veículo está acima da velocidade de referência multiplicada a um fator de ponderação, o freio é acionado. Freando apenas o veículo atravessado pela onda de choque irá reduzir a intensidade da onda, diminuindo os efeitos nocivos.

4.1. Controle sobre o percurso

O controle é obtido a partir da linearização das equações do movimento, entorno do ponto estável do modelo. O espaço de estado do modelo é:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{n \times n} & \mathbf{I}_{n \times n} \\ \mathbf{A}_{21n \times n} & \mathbf{A}_{22n \times n} \end{bmatrix}_{2n \times 2n} x + \begin{bmatrix} \mathbf{O} \\ \mathbf{B}_{21} \end{bmatrix} u \quad (VIII)$$

Onde:

$$A_{21} = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & 0 & : & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{k_1+k_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & : & 0 \\ 0 & \frac{k_2}{m_3} & -\frac{k_2+k_3}{m_3} & : & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & : & -\frac{k_{n-1}}{m_n} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (\text{IX})$$

$$A_{22} = \begin{bmatrix} -c_v - 2c_a v_d - d_1 & d & 0 & : & 0 \\ d & -c_v - 2c_a v_d - d_1 - d_2 & d & : & 0 \\ 0 & d & -c_v - 2c_a v_d - d_2 - d_3 & : & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & : & -c_v - 2c_a v_d - d_{n-1} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (\text{X})$$

As variáveis no espaço de estados são $x = \{\hat{x}_1 \dots \hat{x}_n \hat{x}_1 \dots \hat{x}_n\}$ e $u = \{\hat{u}_1 \dots \hat{u}_n\}$. Ambos mostram desvios do estado. O sistema de equações é dado por:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (\text{XI})$$

a) **Homogêneo:** a matriz B pode ser decomposta da seguinte maneira:

$$B = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{n \times (m+1)} \\ \mathbf{B}_{21} \end{bmatrix}_{2n \times (m+1)} \quad (\text{XII})$$

Onde: $\mathbf{0}_{n \times (m+1)}$ é uma matriz nula $n \times (m+1)$ e $B_{21} = [B_{211} \ B_{212}]_{n \times (m+1)}$

B_{211} é a matriz dada pela configuração das posições das locomotivas $L = [l_1, l_2, \dots, l_m]$, onde l é a posição da locomotiva e m o número de locomotivas. A matriz é construída por:

$$B_{211} = \begin{bmatrix} \mathbf{1}_{l_1} & \mathbf{0}_{l_2-1} & \dots & \mathbf{0}_{l_{m-1}-1} & \mathbf{0}_{n-l_2} \\ & \mathbf{1}_{l_2} & \dots & & \\ & & \dots & \mathbf{1}_{l_{m-1}} & \\ & & & & \mathbf{1}_{l_m} \\ \mathbf{0}_{n-l_1} & \mathbf{0}_{n-l_2} & \dots & \mathbf{0}_{n-l_{m-1}} & \mathbf{0}_{n-l_m} \end{bmatrix}_{n \times m} \quad (\text{XIII})$$

Onde $\mathbf{1}_i$, i representa a linha do valor 1. E $\mathbf{0}_j$ denota um vetor coluna com dimensão j . B_{212} é um vetor linha com dimensão $n \times 1$.

b) **Adaptativo:** o controle adaptativo ou por barreiras consiste em adaptar o controle dos freios conforme ao relevo. Isso não é possível usualmente, mas o uso do freio pneumático com controle eletrônico, que atua diferencialmente em cada freio, permite essa adaptação.

Um trem com mais de 200 veículos pode percorrer diferentes relevos, em que uma parte do trem poderia estar em descida enquanto a outra em subida. As barreiras estão localizadas nos pontos de inflexão do relevo como mostrado na figura 2. O espaço entre as barreiras é chamado de trecho do relevo. O freio pode ser controlado de maneira a agrupar os veículos que estão no mesmo trecho e atuar no mesmo instante com a mesma intensidade, de forma a minimizar os esforços nos acoplamentos.

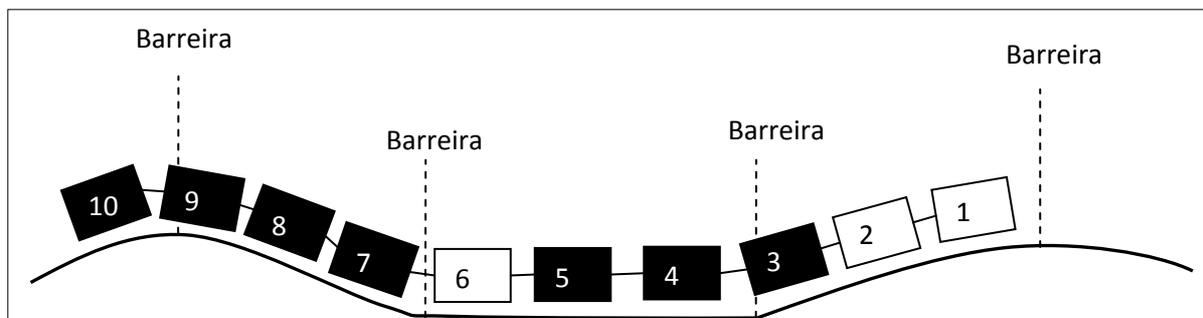


Figura 2. Trem com controle adaptativo por barreiras.

A matriz B_{211} será a mesma, já a matriz B_{212} é construída da seguinte forma: o primeiro veículo encontrado dentro da barreira é calculado automaticamente e dado pelo vetor $F = [f_1, f_2, \dots, f_j]$, sendo f_j o primeiro veículo presente dentro de cada barreira. Temos:

$$B_{212} = \begin{bmatrix} \mathbf{1}_{f_2-1} & \mathbf{0}_{f_2-1} & \dots & \mathbf{0}_{f_{j-1}-1} & \mathbf{0}_{f_j-1} \\ & \mathbf{1}_{f_3-f_2} & \dots & & \\ & & \dots & \mathbf{1}_{f_j-f_{j-1}} & \\ \mathbf{0}_{n-f_2+1} & \mathbf{0}_{n-f_3+1} & \dots & \mathbf{0}_{n-f_j+1} & \mathbf{1}_{n-f_j+1} \end{bmatrix}_{n \times j} \quad (\text{XIV})$$

Onde: $\mathbf{0}_i$ e $\mathbf{1}_i$ denotam um vetor coluna de 0 e 1 de dimensão i , respectivamente. Em cada momento do percurso, a matriz B_{212} deve ser (re)verificada para integrar as novas condições do relevo. A principal diferença entre o controle de freio homogêneo e o controle adaptativo reside na construção da matriz B_{212} .

c) **Individualizado:** o freio controlado por eletrônica permite que a ação do freio seja diferenciada para cada veículo, agindo com a intensidade e no instante que o veículo necessita. Isso requer uma alta capacidade de sensoriamento e de processamento por parte do controle. O controle requer que cada veículo tenha seu estado definido, ou seja, cada veículo deve receber um sensor de velocidade. A matriz B :

$$B = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{n \times (m+n)} \\ B_{21} \end{bmatrix}_{2n \times (m+n)} \quad (\text{XV})$$

Onde $\mathbf{0}_{n \times (m+n)}$ é uma matriz nula $n \times (m+n)$ e $B_{21} = [B_{211} \quad B_{212}]_{n \times (m+n)}$. Sendo B_{211} a matriz dada anteriormente. B_{212} , para o freio individualizado, é uma matriz identidade com dimensão n .

4.2 Controle LQR

A otimização terá como base a construção da função na qual teremos os ganhos que minimizam a função J . Onde Q e R são os pesos.

$$J = \int_0^T (\mathbf{x}^T \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{u}) dt \quad (\text{XVI})$$

Assim, a diagonal da matriz de ganho de R determina os desempenhos das trações e dos freios.

$$R = \begin{bmatrix} r_1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & r_2 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & r_3 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & r_4 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & r_5 \end{bmatrix} \quad (\text{XVII})$$

Onde r_i são os coeficientes de ponderação para a tração e força de frenagem em cada veículo. A ponderação da matriz Q é escolhida de forma que:

$$\delta \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \delta \mathbf{x} = \sum_{i=1}^{n-1} \underbrace{q_{1i} k_i^2 (\delta \mathbf{x}_i - \delta \mathbf{x}_{i+1})^2}_{\text{Força no acoplamento}} + \underbrace{q_{1i} d_i^2 (\delta \dot{\mathbf{x}}_i - \delta \dot{\mathbf{x}}_{i+1})^2}_{\text{Amortecedor}} + \sum_{i=1}^n \underbrace{q_{2i} (\delta \dot{\mathbf{x}}_i)^2}_{\text{desvio na velocidade pretendida}} \quad (\text{XVIII})$$

Em que todos os valores de q são positivos. O termo q_{1i} penaliza as forças nos acoplamentos, e o termo q_{2i} penaliza o desvio no rastreamento da velocidade pretendida para o trem. O termo que representa a força dos atuadores na equação do movimento é dado por:

$$\mathbf{u} = \mathbf{K} * ([\mathbf{r}] - [\mathbf{x}]) \quad (\text{XIX})$$

5. Resultados obtidos

A avaliação da otimização do controle longitudinal foi realizada por meio de simulações com um trem de 206 veículos, sendo a composição 4 locomotivas – 200 vagões – 2 locomotivas, da dianteira para a traseira do trem. Os parâmetros do trem foram retirados do trabalho de Chou, Xia e Kayser (2006) e a via foi adaptada do artigo de Chou e Xia (2007).

Para a realização do controle em malha fechada, os valores dos parâmetros r_i , q_{1i} e q_{2i} foram selecionados. Eles referem-se as matrizes de peso Q e R para o método LQR, a partir da qual a matriz de ganho do controle é determinada. Primeiro, quando enfatizamos a aderência a velocidade de referência, utilizamos o conjunto de valores dos parâmetros seguinte: 5×10^3 , 1 e 10^{14} , respectivamente. Em segundo, para a ênfase na minimização das forças nos acoplamentos, os valores escolhidos são 5×10^3 , 3 e 10^{14} , respectivamente. Finalmente, por mais ênfase na eficiência energética, os valores são 6×10^3 , 1 e 10^{14} , respectivamente.

Cada uma das três formas de operar os freios (controles homogêneo, adaptativo e individualizado) foi simulada nas três ênfases descritas acima: velocidade, força e energia.

A simulação gerou quatro tipos de gráficos: a velocidade do trem e a velocidade pretendida (referência), a força no engate frontal do primeiro vagão (onde geralmente concentram-se os maiores esforços), o sinal de controle e o relevo acidentado da via férrea.

A figura 3 com ênfase na velocidade mostra dois picos de força no acoplamento nos 1 km e 4 km. Isso resulta da solicitação da regulação da velocidade dos freios e da tração respectivamente. A figura 4 dá ênfase a força e a figura 5

a energia. Em comparação com a figura 3, os gráficos de velocidade nas figuras 4 e 5 apresentam uma menor aderência à velocidade de referência. O controle das mudanças das velocidades é mais suave resultando em transições suaves. Quando damos ênfase para a força e a energia, há desta vez uma redução das forças nos acoplamentos, verificado novamente nos 1km e 4 km.

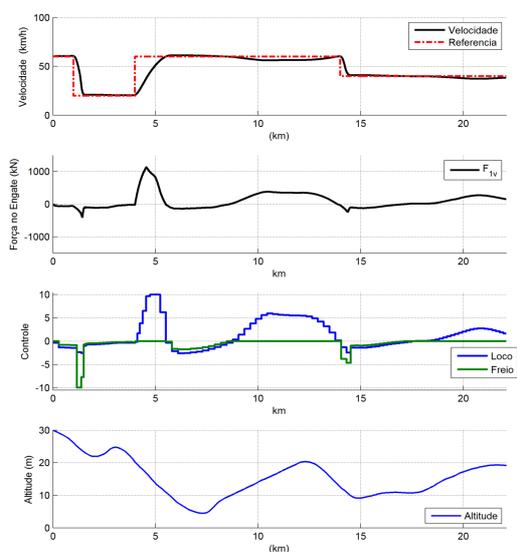


Figura 1. Controle Homogêneo (ênfase na velocidade).

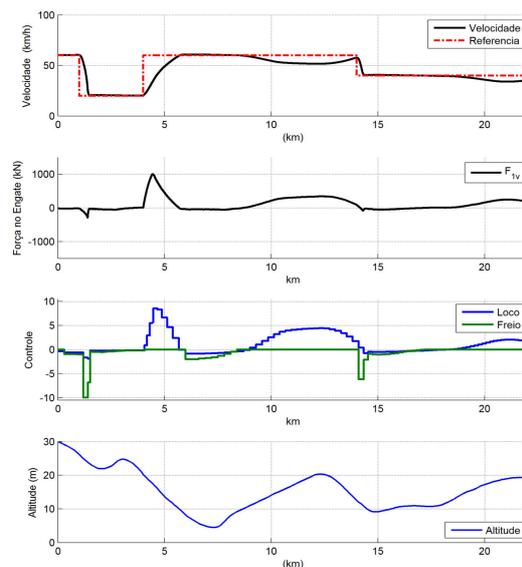


Figura 2. Controle Homogêneo (ênfase na força).

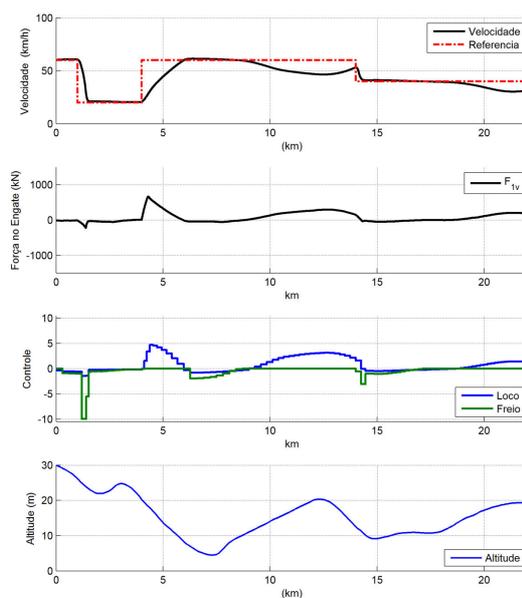


Figura 3. Controle Homogêneo (ênfase na energia)

A tabela 1 apresenta valores de índices, como o desvio médio da velocidade do trem com a velocidade de referência. Tanto as ênfases em força e em energia apresentam resultados similares e caminham para o mesmo sentido. Quanto aos resultados na ênfase na velocidade, eles seguem em direção oposta. É possível dizer que a busca por maior adesão na velocidade causa maiores esforços e maior consumo de energia.

Quando comparamos as três formas de operar os freios nos gráficos com ênfase na velocidade, vemos que o controle adaptativo (figura 6) e o controle individualizado (figura 7), ao contrário do controle homogêneo (figura 3), apresentam uma melhor eficiência com uma diminuição das forças e do gasto energético. Também observamos nos gráficos que tanto a ênfase na força como na energia foram capazes de reduzir os picos nos 1 km e 4 km.

A tabela 1 mostra a redução no consumo de energia. O freio adaptativo não apresenta resultados tão bons quanto o freio individualizado. Mas, por processar menor número de sensores, mostra-se mais vantajoso comparado ao individualizado, que requer o processamento de todos os canais de sensoriamento. A perda da eficiência do adaptativo é um custo a ser pago por um menor processamento.

6. Controle sobre as ondas de choque

A onda de choque pode ser detectada pela variação da velocidade do veículo em relação à velocidade dos demais. Basta conhecermos a velocidade de cada veículo para determinar a posição da onda de choque e para que o freio atue de forma a dissipar a energia da onda. Desta forma, é necessário que o controle atue da seguinte forma:

1. Identificar em qual veículo a onda se encontra;
2. Acionar o freio no momento em que a velocidade do veículo seja superior a dos demais veículos;
3. Acionar somente o freio do veículo no qual a onda se encontra;
4. Respeitar certa proporcionalidade entre a força do freio e a intensidade da onda;
5. Não desacelerar o trem como um todo; o controle deve atuar dissipando apenas a energia da onda de choque.

O cálculo da velocidade de referência para atuação do freio é de grande importância, pois será a partir desta velocidade que a intensidade do freio será calculada. O freio é acionado caso a velocidade do veículo seja maior que a velocidade de referência multiplicada por um fator ponderação α , então a força de frenagem deve ser:

$$F_j = K * (V_{ref} - V_j)$$

Sendo F_j a força do freio no veículo j , V_j a velocidade do veículo j , V_{ref} a velocidade de referência e α o fator de ponderação superior a um.

Para simular o início de uma onda de choque, um pulso de força de 200 k N/s foi aplicado durante 0,1s no primeiro veículo de um modelo de trem composto por 206 veículos. Na figura 8, a onda de choque atravessa todos os veículos e, ao chegar ao fim do trem, retorna a percorrer o trem. Passado 60 segundos a onda percorre o trem inteiro sete vezes, perdendo intensidade lentamente.

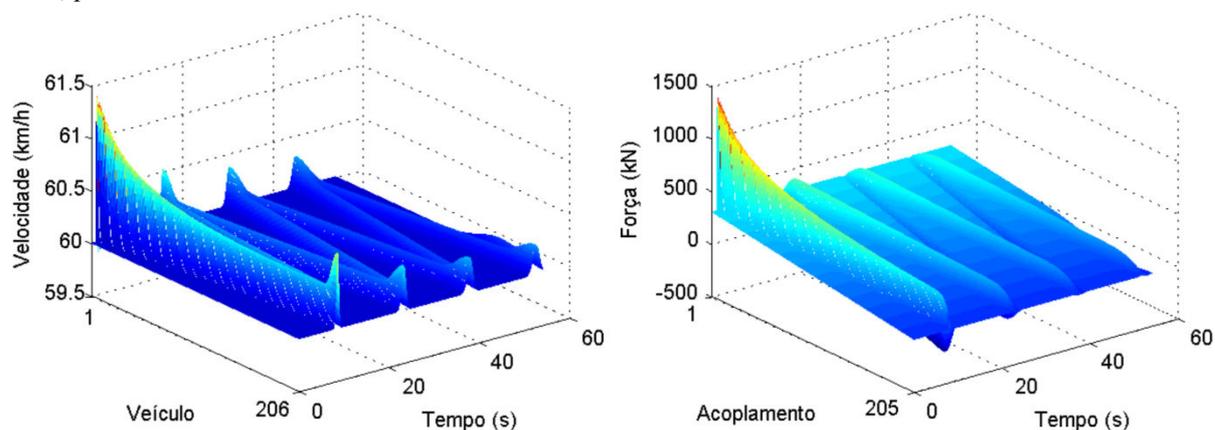


Figura 8. Impulso no primeiro veículo, sem controle atenuador. Velocidade (esquerda) e Força (direita).

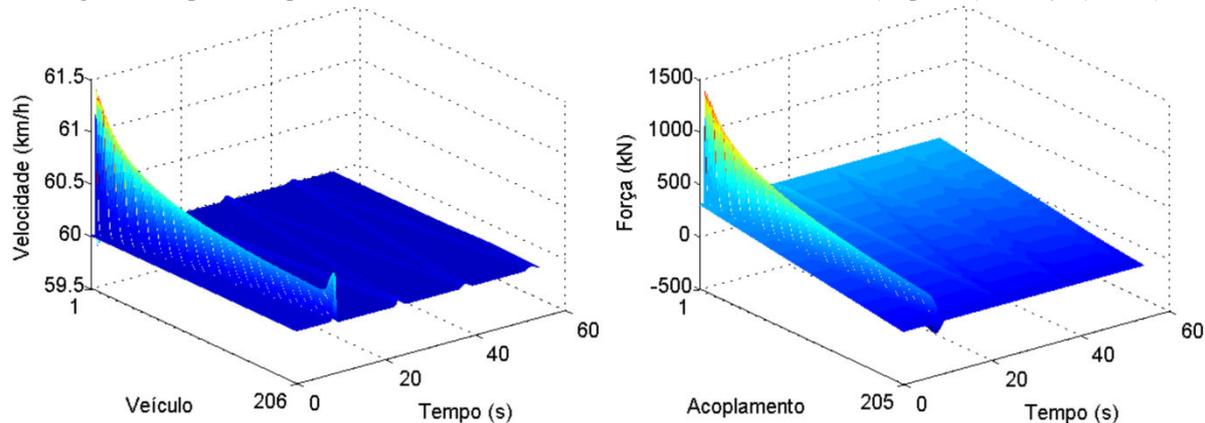


Figura 9. Impulso no primeiro veículo, com controle atenuador. Velocidade (esquerda) e Força (direita).

Ao contrário, na figura 9, a onda de choque perde intensidade abruptamente passando a ser imperceptível. Após 20 segundos do início da onda, a velocidade já se encontra abaixo do nível da ponderação ($\alpha \cdot V_{ref}$), logo o controle deixa de atuar.

O atenuador de ondas de choque mostra-se promissor. Efetivamente, ele reduziu a onda de choque sem desacelerar o trem, o que resultaria em gasto energético suplementar. Também utilizou pouca capacidade do freio, ou seja, menos de 10 % da potência máxima dos freios.

A maior dificuldade é de observar as velocidades de todos os veículos e processar rapidamente toda essa informação para não provocar atraso na frenagem. O atraso suplementar provocado pelo processamento do atenuador

não reduziria as ondas de choque mas poderia gerar mais. A eletrônica pode resolver este problema verificando o atraso e atuando de forma a pré-determinar a passagem da onda pelo veículo e respondendo de forma antecipada, para superar o atraso do sinal. Futuras pesquisas sobre o sensoriamento e o processamento de informações poderiam ajudar a viabilizar a atenuação da onda de forma ativa.

7. Referências

- ANTON; RORRES. **Álgebra Linear com aplicações**. Porto Alegre: Ed. Bookman, 2001.
- BARBOSA, R. S. **Estudo da dinâmica longitudinal do trem**. 1993. 179f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 1993.
- CIANN, D. Y.; YUN, P. S. Mixed h2/h cruise controller design for high speed train. **International Journal of Control**, vol 74, n. 9, 2001, p.905-920.
- CHOU, M.; XIA, X.; KAYSER, C. Modelling and model validation of heavy-haul trains equipped with electronically controlled pneumatic brake systems. **Control Engineering Practice**, vol. 15, abril 2007, p. 501-509.
- CHOU, M.; XIA, X. Optimal cruise control of heavy-haul trains equipped with electronically controlled pneumatic brake systems. **Control Engineering Practice**, vol. 15, abril 2007, p. 511-519.
- FELÍCIO, L. C. **Modelagem e Simulação do Comportamento Dinâmico de uma Composição Ferroviária**. Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S/A IPT, Centro de Desenvolvimento Ferroviário; Relatório Técnico n. 20.311, Agosto, 1984.
- GRUBER, P.; BAYOUNI, M. Suboptimal control strategies for multilocomotive powered trains. **IEEE Transactions on Automatic Control**, vol. 27, n. 3, 1982, p. 536-546.
- GARG, V.K.; DUKKIPATI, R.V. Dynamics of railway vehicle systems. **Academic Press**. Toronto, 1984.
- HOWLETT, P. Optimal Strategies for the Control of a Train. **Automatica**, vol.32, n. 4, abril 1996, p.519-532.
- HOWLET, P.G.; MILROY, I.P.; PUDNEY, P.J. Energy-efficient train control. **Control Engineering Practice**, vol. 2, n. 2, 1994, p.193-200.
- KULL, R.C. WABTEC ECP system update. **IEEE Vehicular Technology Society Land Transportation Division and ASME Rail Transportation Division Joint Railroad Conference**, abril 2001, Toronto, p. 129-134.
- OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 4 ed., São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2003. 788 p.
- ZHUAN, X.; XIA, X. Cruise Control Scheduling of Heavy Haul Trains. **IEEE Transactions on Control System Technology**, vol. 14, n. 4, 2006, p. 757-766.
- ZHUAN, X.; XIA, X. Optimal scheduling and control of heavy haul trains equipped with electronically controlled pneumatic braking systems. **IEEE Transactions on Control System Technology**, vol. 15, n. 6, 2007, p. 1159 - 1166.

CONTROL OPTIMIZATION OF THE LONGITUDINAL DYNAMICS OF LONG-HAUL FREIGHT TRAIN EQUIPPED WITH ELECTRONICALLY CONTROLLED PNEUMATIC BRAKE SYSTEM (ECP)

Juliano Todesco

E-mail: julianotodesco@gmail.com

Abstract This work is established by studying the longitudinal dynamics of long-haul freight trains. The basic aim is to focus on the optimization of control models acting on the brakes and the traction system. Two types of closed-loop controls have been developed: the first acts on the route of the train and the second proceeds to mitigate the shock waves resulting, for example, from the abrupt transition from a traction phase to braking or otherwise.

Keywords Cruise control, Electronically controlled pneumatic (ECP) brake system, Heavy-haul train, LQR, Optimal control