

Modelagem Dinâmica do Desempenho Veicular na Frenagem

João Paulo Da Costa ¹  orcid.org/0000-0002-6818-5086

Sérgio Junichi Idehara ¹  orcid.org/0000-0002-3853-0758

¹ Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, Brasil,

E-mail do autor principal: João Paulo Da Costa (joao.costa@schulz.com.br)

Resumo

O crescimento contínuo da frota de veículos gera, também, proporcionalmente um aumento nas ocorrências de acidentes causadas por falhas mecânicas ou humanas. Portanto, sistemas veiculares relacionados à segurança são exaustivamente testados e se buscam ferramentas para prever o comportamento dinâmico, a fim de aumentar a robustez e eficiência dos projetos e produtos. Assim, este trabalho pretende modelar numericamente o sistema de freio de um automóvel e comparar os resultados teóricos de desempenho de frenagem com os obtidos na prática em pista de teste. Para realizar os ensaios práticos, o veículo depois de atingir a velocidade de teste é forçado até a parada total. A instrumentação veicular é composta de sensores do veículo (OBD2), acelerômetro, célula de carga e imagens de câmera de vídeo, a fim de se obter dados pertinentes para comparação e validação do modelo. O modelo matemático, apesar de conter algumas hipóteses simplificadoras, obteve resultados próximos aos testes práticos, como na curva de desaceleração da velocidade e nos valores totais de deslocamento e tempo de frenagem. Podendo, assim, ser empregado para diagnóstico e como ferramenta auxiliar no desenvolvimento do veículo.

Palavras-Chave: Modelagem, Testes, Segurança, Frenagem.

Abstract

The continuous increasing of the vehicle fleet also generates proportionally an increase in the occurrences of accidents caused by mechanical or human failures. Therefore, vehicle systems related to safety are extensively tested and tools are sought to predict its dynamic behavior in order to improve the robustness and efficiency of projects and products. Thus, this work intends to numerically model the brake system of an automobile and compare the theoretical results of braking performance with those obtained in practice on a test track. To carry out the practical tests, the vehicle after reaching the test speed is forced to a complete stop. Vehicle instrumentation is composed of vehicle sensors (OBD2), accelerometer, load cell and video camera images, in order to obtain relevant data for model comparison and validation. The mathematical model, despite containing some simplifying hypotheses, it obtained results close to the practical tests, as in the speed deceleration curve and in the total values of displacement and braking time. Thus, it can be used for diagnosis and as an auxiliary tool in the development of the vehicle.

Key-words: Modelling, Tests, Safety, Braking.

1 Introdução

O desenvolvimento do automóvel trouxe consigo várias vantagens para o transporte de cargas e pessoas, porém, juntamente com esses benefícios vieram diversas questões de segurança. Segundo Happian-Smith, o uso seguro e confiável de um veículo de estrada necessita do contínuo ajuste de sua velocidade e distância em resposta às mudanças de condição do tráfego [1]. O sistema de freio deve executar, então, algumas tarefas essenciais durante todo o período de operação. Tais como a desaceleração do veículo de forma controlada e repetível e, quando apropriado, possibilitar a parada total do veículo, manter uma velocidade constante quando percorrendo trechos em declive e manter o automóvel estacionário, tanto em pisos na horizontal quanto em inclinações [2]. Essa capacidade de frenagem deve ser averiguada mesmo a altas temperaturas, como é testado por Ishak et al. [3].

A compreensão da dinâmica veicular pode ser realizada de duas formas, o método empírico e o analítico. O entendimento empírico é baseado na tentativa e erro onde são determinados quais fatores influenciam o desempenho do veículo [4]. Enquanto a formulação analítica descreve as relações de interesse baseadas nas leis físicas, a fim de obter um modelo matemático. Tal modelo fornece um meio de identificar os fatores mais importantes, como operam e sob quais circunstâncias. Além disso, o modelo tem capacidade de previsão, empregado para buscar um desempenho otimizado do sistema e verificação em situações de emergência [5], ou implementado no controle de sistemas autônomos.

Os modelos da dinâmica veicular possuem diferentes abordagens, desde o tradicional modelo de massas concentradas até o modelo de elementos finitos (FEM), e outras como o modelo de subestrutura dinâmica e o modelo multicorpos com elementos não lineares [6].

Porém, devido a inúmeros fatores que agem sobre a frenagem de um veículo são necessárias algumas simplificações nos modelos, o que os torna passíveis a erros. Portanto, para a validação de tais modelos são necessários testes de campo a partir do sistema de freio real [7]. Assim, em função da importância da metodologia de validação e homologação de modelos numéricos à indústria automotiva, este trabalho busca correlacionar os

modelos disponíveis na literatura com resultados de medições experimentais.

2 Dinâmica de frenagem do veículo

Durante o processo de frenagem, há transferência de carga do eixo traseiro do veículo para a dianteira. Essa variação nas cargas verticais, atuando nos pneus frontais e traseiros, influencia na capacidade das forças de frenagem geradas entre pneu e pista. Então, o modelo de frenagem utilizado deve considerar efeitos como a variação de pressão entre os pneus ou a atuação do anti-lock braking system (ABS) [8].

A magnitude da transferência de carga depende da desaceleração do veículo, da altura do centro de gravidade (CG) e da distância entre eixos do mesmo. Assim, um automóvel com entre eixo, relativamente, mais curto e CG mais alto sofre maior transferência de carga para o eixo dianteiro do que um veículo longo e baixo.

No projeto do sistema de freio veicular, a força de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro são diferentes, por causa desta transferência de carga. Assim, para avaliar a capacidade de frenagem, a partir dos dados do veículo e considerando o atrito entre pneu e pista μ , o coeficiente de resistência ao rolamento f_r e a altura do CG h , estima-se a máxima desaceleração possível para o eixo dianteiro ($a_{dianteira}$) e traseiro ($a_{traseira}$), conforme as equações (1) e (2) [9].

$$a_{dianteira} = g \cdot \frac{\left(\mu \cdot \frac{d_4}{l} + \alpha \cdot f_r\right)}{\left(\alpha - \mu \cdot \frac{h}{l}\right)} \quad (1)$$

$$a_{traseira} = g \cdot \frac{\left(\mu \cdot \frac{d_3}{l} + [1 - \alpha] \cdot f_r\right)}{\left([1 - \alpha] + \mu \cdot \frac{h}{l}\right)} \quad (2)$$

Sendo, g a aceleração da gravidade, d_1 e d_2 as distâncias entre as rodas esquerda ao CG e roda direita ao CG, d_3 e d_4 as distâncias dos eixos dianteiro ao CG e traseiro ao CG e l o entre-eixo do veículo. A razão entre a força de frenagem no eixo dianteiro ($f_{eixo f}$) e total (f_{total}) é descrita pela variável $\alpha = F_{eixo f} / F_{total}$. Neste caso, α é variável entre 0 e 100% para verificar a máxima capacidade de desaceleração do veículo.

Portanto, a capacidade de frenagem do veículo (D_{max}), sem travamento de nenhuma das rodas é

dada pela menor aceleração entre as rodas, pois esta roda irá travar e escorregar antes da roda com maior capacidade de desaceleração:

$$D_{max} = \min\{a_{dianteira}, a_{traseira}\} \quad (3)$$

3 Modelagem do sistema de freio

Neste trabalho, a força de acionamento do freio é medida experimentalmente e empregada na entrada do modelo matemático. Por hipótese, nos cálculos a seguir, considera-se que não há travamento das rodas ou acionamento do ABS durante a frenagem.

A força aplicada no pedal de freio, pelo motorista, é multiplicada pela relação de alavanca do pedal e somada à força auxiliar do hidrovácuo. Segundo Limpert, o servo freio deve ser sensível o suficiente para que o motorista possa controlar a efetividade do freio mesmo em baixas forças de atuação do pedal [10]. Assim, forças exercidas no pedal entre 13 a 22N devem iniciar a assistência de frenagem a vácuo. Para a estimativa da força na saída do hidrovácuo (F_{sv}) foi empregado a formulação de Ho [11]:

$$F_{sv} = 22,5 \cdot F_p + 1000 \quad (4)$$

Sendo F_p a força no pedal de freio.

A partir dessa força, e o cilindro mestre formado por duas câmaras iguais, determina-se a pressão da linha hidráulica (P_{cm}):

$$P_{cm} = \frac{F_{sv}}{2 \cdot A_{cm}} \quad (5)$$

Sendo A_{cm} a área da câmara do cilindro mestre.

Por simplificação, desconsiderando as perdas de carga que ocorrem na tubulação de freio, então, a força atuando no caliper é:

$$F_{cal} = P_{cm} \cdot A_{cal} \quad (6)$$

Sendo A_{cal} a área do pistão no caliper.

Como a pinça presente no veículo estudado é do tipo flutuante, a força de fechamento da pinça (F_{fp}) é dada por:

$$F_{fp} = 2 \cdot F_{cal} \quad (7)$$

As pastilhas de freio entram em contato com o disco, gerando uma força de atrito, que irá fornecer o torque para a parada do veículo. Essa força de atrito F_{at} pode ser calculada pela equação a seguir.

$$F_{at} = \mu_{pd} \cdot F_{fp} \quad (8)$$

Sendo μ_{pd} o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco.

Assim, o torque de frenagem (T_f) é definido como:

$$T_f = F_{at} \cdot R_e \quad (9)$$

Cujo, R_e é o raio efetivo do disco, ou seja, o ponto médio da aplicação da força de atrito entre a pastilha e o disco.

Para determinar a força de frenagem F_f atuando na roda, é preciso dividir o torque de frenagem gerado no contato entre a pastilha de freio e o disco pelo raio da roda.

$$F_f = \frac{T_f}{R_d} \quad (10)$$

Sendo R_d o raio dinâmico da roda.

Analogamente, para o tambor de freio nas rodas traseiras, a força de atrito ($F_{at,t}$) é dada por

$$F_{at,t} = \mu_{s,t} \cdot F_s \quad (11)$$

Sendo $\mu_{s,t}$ o atrito gerado entre a sapata e a parte interna do tambor e F_s a força de fechamento da sapata, calculada da mesma forma que F_{fp} (eq. (7)).

Então, o torque de frenagem (T_t) nas rodas instaladas com um sistema de tambor é:

$$T_t = F_{at,t} \cdot R_t \quad (12)$$

Sendo R_t o raio do tambor.

A força de frenagem nas rodas com o tambor será,

$$F_t = \frac{T_t}{R_d} \quad (13)$$

Como a força de frenagem é a mesma nas rodas de cada eixo, é possível determinar a força máxima, por eixo, como o dobro da força em cada roda. Assim, a força de frenagem total é a soma dos dois eixos. A desaceleração resultante das forças, em função da massa do veículo m , é:

$$D_{máx} = \frac{2F_f + 2F_t}{m} \quad (14)$$

Como eficiência do sistema de freio, segundo Limpert [10], o sistema hidráulico tem 96% para freio a tambor e 98% para freio a disco, e o pedal de

freio tem eficiência de 80%, incluindo a eficiência do cilindro mestre e molas de retorno.

4 Teste de frenagem

Segundo Kumbhar, Patil e Sawant, o teste de frenagem é um procedimento para checagem periódica de que os freios de um veículo estão funcionando em um nível que não coloque as pessoas em perigo [12].

Os principais parâmetros usados para definir o desempenho de um sistema de freios são:

- Tempo de parada: O tempo decorrido entre o momento que a força de frenagem é aplicada ao pedal e o momento que o veículo para (considerando parada completa);
- Distância de parada: A distância percorrida pelo veículo desde o momento que o motorista começa a atuar no pedal de freio até o momento de parada completa [12].

Segundo a ABNT, existem diferentes tipos de testes, específicos para cada categoria de veículos [13]:

- Tipo 0: ensaio de desempenho ordinário com freios frios;
- Tipo I: Ensaio de perda de eficiência por temperatura;
- Tipo II: Ensaio de comportamento em declive;
- Tipo II A: Ensaio de desempenho de frenagem de resistência;
- Tipo III: Ensaio de fade para veículos de categoria O4.

Os testes realizados neste trabalho são para veículos da categoria M1 (veículo projetado e construído para o transporte de passageiros, que não tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista), voltado aos ensaios do Tipo 0, como dados para validação do modelo matemático.

5 Metodologia

O veículo empregado no teste é um Renault Sandero Expression 1.6L, modelo 2015, motor Flex (Figura 1). Os dados do sistema de freio e veículo são apresentados na Tabela 1 obtidos do manual do veículo e catálogos de fabricantes [14].



Figura 1: Veículo testado no ensaio tipo 0.

Tabela 1: Dados do veículo.

Parâmetro	Variável	Valor
Entre eixo	l	2,589m
Massa	m	1223,00kg
Relação pedal	-	3,125
Raio do cilindro mestre	-	10,32mm
Área do cilindro mestre	A_{cm}	334,59mm ²
Raio do hidrovácuo	-	115,00mm
Pressão do hidrovácuo	-	304,00mmHg
Raio pistão cáliper	-	24,00mm
Área do pistão do cáliper	A_{cal}	1.809,56mm ²
Raio disco freio	R_e	129,00mm
Raio cilindro de roda	-	9,53 mm
Raio tambor	R_t	101,75 mm
Pneu	-	185/65 R15

Para a aquisição dos dados durante os testes no veículo, foi utilizado sistema de aquisição de dados (plataforma Arduino) com taxa de amostragem de 10Hz, cujo circuito é ilustrado na Figura 2, associado a célula de carga (duas de 50kgf máximo cada), instalada no pedal de freio, e acelerômetro inercial de 3 eixos (range de $\pm 2g$), instalado no painel do veículo (Figura 3). Também, foram adquiridos os sinais da instrumentação comercial do veículo através da porta OBD2. Este último é empregado para a leitura da velocidade instantânea do veículo.

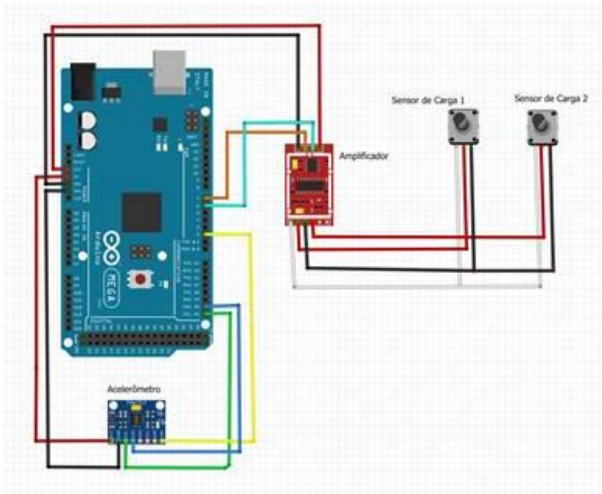


Figura 2: Ilustração da instrumentação no veículo.



Figura 3: Posição do acelerômetro inercial no painel.

A sequência de testes realizados, para a validação do modelo matemático, foi realizada em duas condições:

- Condição 1: acionamento forçado no pedal, de 60 km/h até a parada total;
- Condição 2: frenagem suave de 50 km/h até a parada total.

Como a desaceleração muda de acordo com a força no pedal de freio, é necessário analisar no modelo matemático os valores instantâneos da aceleração em função da variação na força no pedal, obtido diretamente pela equação (14). O valor da desaceleração é, então, integrado numericamente no tempo a fim de obter a curva de velocidade e compará-la com a velocidade real do veículo obtida pelo OBD2.

A análise da dinâmica do veículo na frenagem é, também, avaliada com imagens de vídeo captada de uma câmera externa, para processamento e cálculo

da distância e tempo de frenagem via software Tracker [15] como ilustrado na Figura 4.

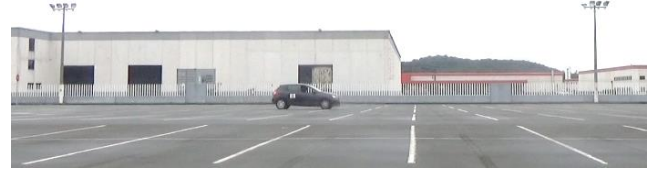


Figura 4: Gravação em vídeo para processamento de imagem no software Tracker [15].

6 Resultados

A seguir são apresentados os resultados comparativos entre o modelo matemático e medição determinando a desaceleração instantânea, em função da força medida no pedal de freio, e valores globais de distância percorrida e tempo gasto na frenagem. Este último parâmetro não considera o tempo de reação do usuário, que de acordo com Long, Gillespie e Tanaka varia pela reação cognitiva de até 74% do tempo pela atenção ao trânsito, conversa em celular ou mensagem etc [16].

6.1 Limite de travamento das rodas

Utilizando o modelo dinâmico do veículo, equação (1) a (3), para os valores da Tabela 2 como aproximação da condição do teste, determina-se a curva de máxima desaceleração permitida, antes do travamento das rodas, e escrita em função da razão da força de frenagem (α). A curva é apresentada na Figura 5.

Tabela 2: Dados da pista e condição do veículo.

Parâmetro	Valor
Coefficiente de atrito entre pneu e pista (μ)	0,80
Coefficiente de resistência ao rolamento (f_r)	0,027
Altura do CG (h)	70 cm
Distância entre rodas do eixo ao CG (d_1 e d_2)	0,76 m
Distância do eixo frontal ao CG (d_3)	1,02 m
Distância do eixo traseiro ao CG	1,57 m

(d₄)

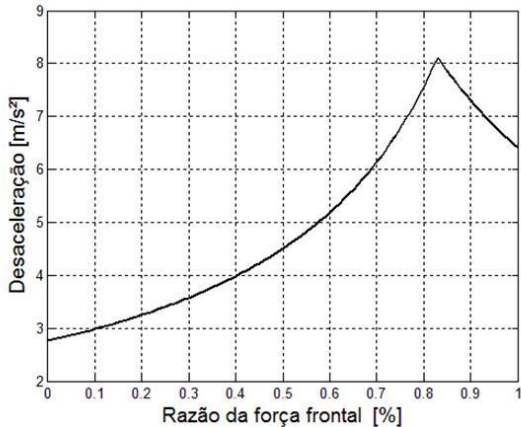


Figura 5: Máxima desaceleração (D_{max}) em função da razão de força de frenagem (α).

Nesta a maior taxa de frenagem possível, indicado pelo pico do gráfico, é de 8,1 m/s² quando $\alpha_{veículo} = 83\%$. Ou seja, do total de força exercida através do sistema de freio, 83% deve ser no eixo dianteiro e 17% no eixo traseiro.

Comparativamente, pelo sistema de acionamento do freio, as forças do eixo dianteiro e traseiro podem ser obtidas diretamente através das relações mecânicas e hidráulicas do veículo de teste, pelas equações (10) e (13), respectivamente, para o disco e tambor de freio. Determinando, assim, a razão de força:

$$\alpha_{freio} = \frac{2F_f}{2F_f + 2F_t} \quad (15)$$

A partir dos dados da Tabela 1, chega-se em $\alpha_{freio} = 86,9\%$. Portanto, o modelo dinâmico, do tópico 2, aproxima-se relativamente bem da proporção projetada ao veículo real de 83% obtido da Figura 5 (diferença de 4,5%). Assim, considerando que o modelo representa a dinâmica do veículo, pela Figura 5, não haverá travamento das rodas se a desaceleração do teste for inferior à 8m/s².

Portanto, as diferentes condições do ensaio foram realizadas para que o valor medido da desaceleração não ultrapassasse esse limite. Como forma de garantir que não haveria escorregamento do pneu durante a frenagem ou o acionamento do freio ABS.

6.2 Comparativo da dinâmica veicular (modelo x real)

Na análise seguinte, apresentam-se duas condições de frenagem com duas medições realizadas para cada uma, que resultaram em perfis similares de desaceleração.

Para a condição 1, foi atingida uma velocidade de aproximadamente 60 km/h e então efetuada uma frenagem forçada (Figura 6), onde o motorista pisa no pedal de freio com uma força um pouco maior do que a normal para uma atuação no cotidiano.

As curvas no tempo da velocidade do veículo obtida pelo OBD2, a força no pedal (célula de carga) e desaceleração (acelerômetro) são apresentados na Figura 6.

Neste teste, o veículo é acelerado do repouso até 60 km/h e, então, o acionamento do freio é feito após 21 s, que chegou a um pico de 5,5 kgf e depois se mantendo em uma faixa de 2,5 a 3,5 kgf até o final do percurso, quando a velocidade final é zero. A desaceleração máxima, no início do acionamento, foi próxima a 4,0m/s².

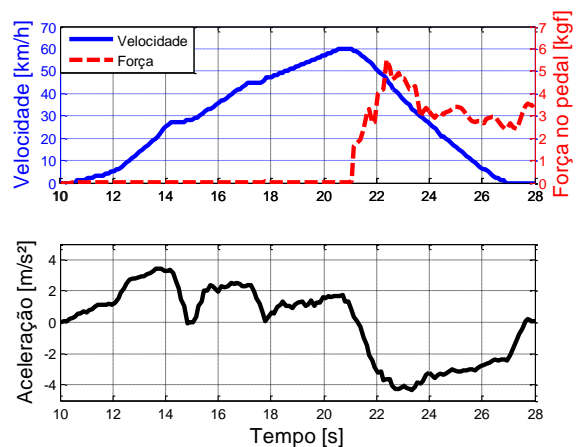


Figura 6: Condição 1: (a) velocidade do veículo e força no pedal de freio e (b) aceleração do veículo.

É possível perceber na Figura 7, que compara a curva de velocidade obtida pelo modelo analítico e experimental, no início as curvas se mantêm similares, mas a partir de 23,5 segundos, o resultado analítico começa a se distanciar do experimental. Entretanto, de modo geral, a estimativa do desempenho veicular através da modelagem apresentada anteriormente indica uma boa

correlação com as avaliadas experimentalmente. Uma das razões para o modelo analítico não ter resultado em uma curva similar à curva experimental se deve ao fato de que a análise do sistema do servo freio foi feita a partir da força de atuação do motorista sobre o pedal, o que não é uma aproximação precisa, pois o servo atua também de acordo com curso do pedal.

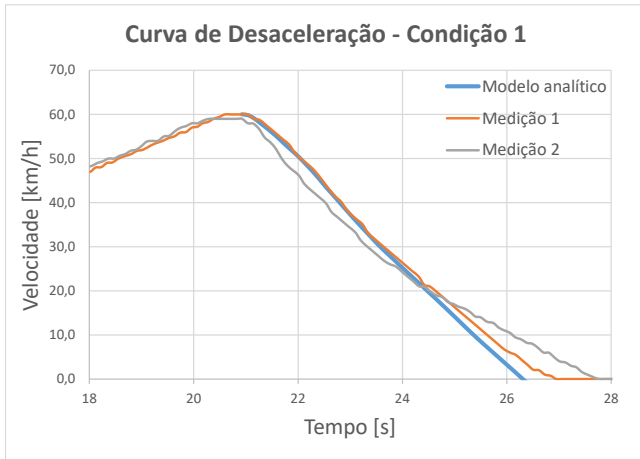


Figura 7: Condição 1: Comparativo da velocidade entre modelo matemático e experimental.

Através da integração numérica (método trapezoidal) da curva no tempo da velocidade, determinam-se a distância e tempo de frenagem totais, conforme comparado na Tabela 3. A diferença percentual, respectivamente, é aproximadamente de 6% e 8% entre o modelo e o experimental, indicando uma relativa precisão do modelo matemático para prever o comportamento dinâmico do veículo.

Tabela 3: Resultados de distância e tempo de frenagem na condição 1.

Parâmetro	Distância	Tempo
Medido	48 m	5,8 s
Modelo	45 m	5,3 s
Erro	6,25%	8,62%

Na segunda condição de frenagem iniciada aos 17 s (a partir de 50 km/h), Figura 8, a força aplicada atingiu 2,5 kgf e se manteve entre esse valor e 1,5 kgf durante todo o ensaio. Isso resultou na curva de desaceleração quase constante, atingindo

aproximadamente $1,9 \text{ m/s}^2$. A metade da desaceleração em relação à condição 1.

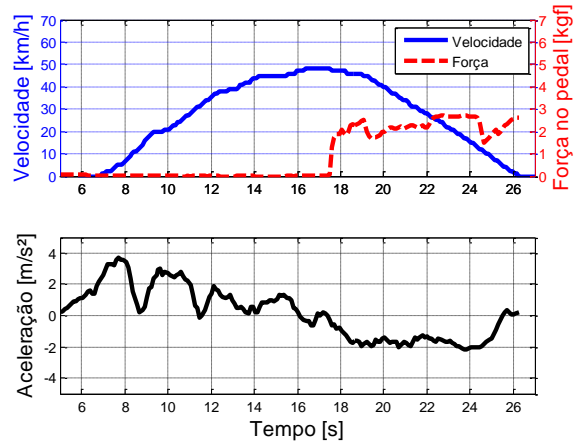


Figura 8: Condição 2: (a) velocidade do veículo e força no pedal de freio e (b) aceleração do veículo.

Avaliando as curvas de velocidade entre o modelo e pelo OBD2 na Figura 9, a tendência de desaceleração nas linhas é próxima das duas medições realizadas. Entretanto, similar à condição 1, há uma diferença nas curvas, o que é explicitado nos valores absolutos da distância percorrida e tempo total de frenagem (Tabela 4), respectivamente, de 11% e 10%. Contudo, pelas simplificações empregadas na modelagem, os resultados ainda são relativamente precisos para uma estimativa do desempenho dinâmico do veículo.

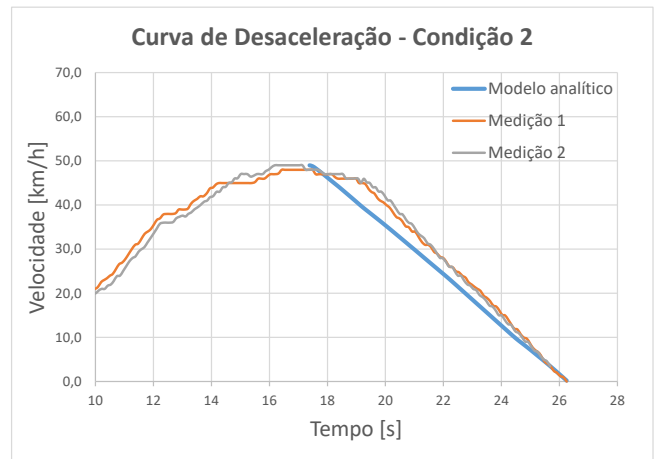


Figura 9: Condição 2: Comparativo da velocidade entre modelo matemático e experimental.

Tabela 4: Resultados de distância e tempo de frenagem na condição 2.

Parâmetro	Distância	Tempo
Medido	54 m	8,1 s
Modelo	60 m	8,9 s
Erro	11,1%	9,9%

A correlação na inclinação das curvas de desaceleração é avaliada através de Análise de Covariância (ANCOVA) [17], normalmente empregada em conjunto com a regressão linear. As inclinações obtidas são verificadas se são paralelas e estatisticamente sem diferença significativa. A hipótese nula (H_0) é para inclinações iguais entre as curvas (modelada e experimentais). O resultado é apresentado na Tabela 5. Pelo *P-Value*, acima de $p > 0,05$, conclui-se que as inclinações entre as curvas medidas e modelada, para as duas condições, não apresentam diferenças significativas.

Tabela 5: Análise por ANCOVA da inclinação da velocidade no tempo (desaceleração).

Condição	01	02
Inclinação modelo	-12,88	-5,44
Inclinação teste 1	-10,36	-6,23
Inclinação teste 2	-11,55	-6,96
<i>P-Value</i>	0,7437	0,7785

7 Conclusões

Com o grande número de veículos dentro do mercado nacional, é de grande importância realizar testes e cálculos dos componentes de segurança com rapidez e confiabilidade. Assim, modelos matemáticos para predição do funcionamento desses sistemas são uma ótima solução para o projeto das engenharias. Em particular, o sistema de freio é um elemento sensível à segurança veicular e requer muitos ensaios antes da homologação do produto veicular. Neste trabalho, modela-se matematicamente o sistema de acionamento do freio

para prever a capacidade de desaceleração do veículo. Os resultados desses cálculos são comparados com dados medidos experimentalmente, como forma de validação da metodologia empregada no modelo.

O modelo matemático tem resultados da resposta de velocidade em função do tempo próximos aos experimentais. Testado em duas situações, na condição 1 (frenagem forçada), a diferença na distância de parada ficou em 6,25% e do tempo de parada em 8,62 s. Já para a condição 2, os valores de distância e tempo foram de 11,1% e 9,9%, respectivamente. Assim, indicando uma razoável representatividade do modelo ao veículo real. Também, observado pelo paralelismo entre as inclinações das curvas modelada e experimentais avaliado estatisticamente pela ANCOVA.

O modelo resultante representa o veículo apresentado no trabalho, mas necessita de ajustes dos parâmetros para outros veículos, com diferentes configurações, ou na mudança geométrica dos componentes do sistema de freio.

Portanto, como uma forma de modelagem simplificada para estimar o desempenho em diferentes condições de uso do sistema de freio, o procedimento se mostra adequado. Tal como para avaliar impactos na variação de seus parâmetros na eficiência do sistema, por exemplo, em um estudo da sensibilidade das variáveis de projeto no desempenho veicular em frenagem. Este tipo de abordagem pôde auxiliar as engenharias no desenvolvimento e otimização desse sistema crítico do produto [18].

Referências

- [1] HAPPIAN-SMITH, J. Introduction to modern vehicle design. In: CROLLA, D. A.; Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford: Elsevier, 2004.
- [2] GENTA, G.; MORELLO, L., CAVALLINO, F. et al. The motor car: past, present and future. Dordrecht: Springer Science, 2014.
- [3] ISHAK, M.R.; BAKAR, A.R.A.; BELHOCINE, A; TAIB, J.M.; OMAR, W.Z.W. Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system:

Theoretical and experimental approach. Measurement, n. 94. páginas 487-497, 2016.

[4] GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

[5] XIA R.; WU, D.; HE, J.; LIU, Y.; SHI, D. A New Model of Stopping Sight Distance of Curve Braking Based on Vehicle Dynamics. Discrete Dynamics in Nature and Society, 2016.

[6] YANG, S.; LU, Y.; LI, S. An overview on vehicle dynamics. International Journal of Dynamics and Control, n. 1. páginas 385-395, 2013. (doi.org/10.1007/s40435-013-0032-y)

[7] AHMAD, F.; MAZLAN, S.A.; ZAMZURI, H.; JAMALUDDIN, H.; HUDHA, K.; Short, M. Modelling and validation of the vehicle longitudinal model. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, n. 10. páginas 2042-2056, 2014.

[8] BLUNDELL, M.; HARTY, D. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. In: CROLLA, D. A.; Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford. Elsevier, 2004.

[9] WONG, J. Y. Theory of Ground Vehicles. New York: John Wiley & Sons, 2001

[10] LIMPERT, R. Brake design and safety. Warrendale: SAE International, 1999.

[11] HO, H. P. The influence of braking system component design parameters on pedal force and displacement characteristics. PhD Thesis. Bedford University, UK, 2009.

[12] KUMBHAR, B. K.; PATIL, S. R.; SAWANT, S. M. A Comparative study on automotive brake testing standards. Journal of the Institute of Engineers, Maharashtra (India), Series C, 2017.

[13] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10966-2. Veículos rodoviários automotores — Sistema de freio Parte 2: Ensaios de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O. Rio de Janeiro: ABNT, 2015.

[14] RENAULT. Renault SANDERO: Manual do proprietário, 2015.

[15] BROWN, D. Tracker Video Analysis and Modeling Tool for Physics Education. Disponível em: <<https://physlets.org/tracker/>>. Acesso em: 20 mar. 2020.

[16] LONG, B.L.; GILLESPIE, A.I.; TANAKA, M.L. Mathematical Model to Predict Drivers' Reaction Speeds. Journal of Applied Biomechanics, n. 28. páginas 48-56, 2012.

[17] SELTMAN, H.J. Experimental Design and Analysis. Carnegie Mellon University, 2012. Disponível em: <<https://www.e-booksdirectory.com/details.php?ebook=8161/>>. Acesso em: 19 nov. 2020.

[18] BREUER, B. Brake Technology Handbook. SAE International; 1st edition, 2008.