

Simulação em Escala Reduzida de Protótipo de Veículo Elétrico em dinamômetro de Chassi em ADAMS®/Simulink®

Maria Augusta de Menezes Lourenço¹, Fabrício Leonardo Silva¹, Matheus Henrique Rodrigues Miranda¹, Jony Javorski Eckert¹, Ludmila Corrêa De Alkmin e Silva¹

¹ Laboratório de Sistemas Integrados, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Brasil. Email: m228252@dac.unicamp.br

Resumo

O uso de ferramentas de simulação bem como a realização de experimentos em escala reduzida são abordagens promissoras de análise de sistemas, capazes de reduzir tempo e recursos necessários em experimentos. Assim, este artigo apresenta uma simulação dinâmica da interação entre um protótipo de veículo elétrico e uma bancada dinamométrica de chassi, ambos em escala reduzida. Para isso, foi desenvolvida uma modelagem de $\frac{1}{4}$ do sistema (1 pneu e 2 rolos) no software ADAMS® em paralelo ao controle desenvolvido em MATLAB®/Simulink®, considerando os conceitos de dinâmica veicular longitudinal como o modelo de escorregamento do pneu, resistência ao rolamento, torques de inércia e de motorização elétrica. Foram realizadas simulações com rampa de aceleração e análise do comportamento dos componentes envolvidos, variando as pressões do pneu. Com os resultados foi possível observar as variações de velocidades e de torque nos componentes devidas ao escorregamento e a rigidez do pneu, bem como o efeito das variações da pressão de inflação no pneu nesses resultados.

Palavras-chave: Simulação de pneu; Pequena Escala; Dinamômetro de chassi; Protótipo de Veículo Elétrico.

Abstract

The use of simulation tools as well as small-scale experiments are promising approaches to systems analysis, capable of reducing the time and resources needed in experiments. Thus, this article presents a dynamic simulation of the interaction between an electric vehicle prototype and a chassis dynamometric bench, both on a reduced scale. Therefore, a model of a quarter of the system (1 tire and 2 rollers) was developed in the ADAMS® software in parallel with the control developed in MATLAB®/Simulink®, considering the concepts of longitudinal vehicle dynamics such as the tire slip model, rolling resistance, inertia torque, and electrical motor torque. Simulations were performed with acceleration ramp and analysis of components' behavior for different tire internal pressures. The results showed the effects of tire slip on the torques and speed differences of the components (rollers and tire), how the different simulated pressures impacted these results.

Key-words: Tire simulation; Small-scale; Chassis Dynamometer; Electric Vehicle Prototype.

1. Introdução

Por definição, os dinamômetros são dispositivos capazes de absorver e mensurar a potência entregue por um sistema de motorização primário [1]. Em especial, quando esse conceito é aplicado ao contexto automotivo, os dinamômetros de chassi possibilitam observar de forma estática o desempenho do veículo bem como realizar a medição de seus parâmetros enquanto esse se encontra em operação sobre a bancada experimental [2]. Assim, esses equipamentos

permitem realizar testes mais direcionados e econômicos, obtendo de dados precisos, quando comparados aos testes em estrada, além de serem aplicados em pesquisas acadêmicas, facilitando a reprodutibilidade de experimentos [3,4]. Com esse tipo de plataforma realizam-se testes e análises, por exemplo, de durabilidade e desempenho de componentes, emissões de poluentes, reprodução de ciclos padronizados, consumo de combustível, etc. [5]. Ainda, a utilização de dinamômetros em pesquisas recentes reforça sua aplicabilidade, como é

o caso de sua aplicação para validação de estratégias de gerenciamento de energia em veículos elétricos [6] e híbridos [7], análise da transmissão por engrenagens em veículos originalmente convencionais convertidos em elétricos [8], previsão do consumo energético de ônibus elétricos [9], e experimentos de controle de direção automatizado em veículos com sistema de transmissão manual [10].

Com o objetivo de diminuir o tempo gasto em experimentos, bem como os seus custos, tem-se utilização da abordagem de testes em escala reduzida, na qual tanto o protótipo de veículo com a bancada dinamométrica (ambos reduzidos) são aplicados na realização de pré-testes. Um exemplo é apresentado na Figura 1, na qual se pode notar um protótipo de Veículo Elétrico (VE) sobre a bancada dinamométrica em escala reduzida, ainda em fase de construção, projetados por Lourenço [11]. O uso desses recursos se apresenta como uma alternativa promissora às bancadas em escala real e permite a validação de protótipos veiculares, emulando propriedades e comportamentos.

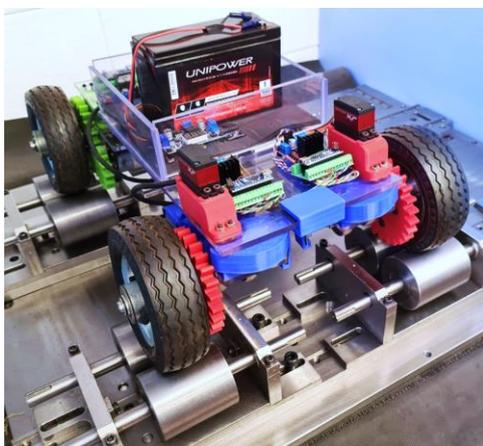


Figura 1. Protótipo de veículo elétrico e dinamômetro de chassi pequena escala (em construção). Fonte: Elaboração própria.

Por outro lado, outra estratégia para economizar recursos e antecipar resultados é a utilização de simulações computacionais para análise de veículos, largamente aplicada na atualidade [12] e que quando aplicada aos testes em dinamômetros veiculares, mesmo não substituindo os testes reais em dinamômetros, é uma ferramenta que acelera o processo de análise [13].

Nesse contexto, este trabalho apresenta os detalhes e condições consideradas na simulação dinâmica do conjunto em escala reduzida (protótipo de veículo elétrico e bancada dinamométrica de chassi), visando prever o comportamento real do mesmo conjunto. Portanto, tendo em vista esse objetivo, a seção 2

aborda os Métodos utilizados, apresentando os conceitos de dinâmica veicular necessários e as considerações do desenvolvimento nos softwares MSC ADAMS® e MATLAB®/Simulink®. Em seguida, os Resultados obtidos com a simulação com uma análise do funcionamento do conjunto são apresentados na seção 3. Por fim, as principais conclusões e contribuições são descritas na seção 4.

2. Métodos

2.1 Dinâmica veicular

A Figura 2 apresenta as forças na direção longitudinal do veículo, sendo F_T (N) a força de tração, D_A (N) o arrasto aerodinâmico, e R_x (N) a resistência ao rolamento. Ainda, em caso de pista com inclinação θ , há também uma força componente do peso como $W \sin \theta$ (N). Ainda, a tração do veículo é limitada pelo atrito no contato. Desse modo, a tração máxima transmissível ($F_{x,máx}$) é definida como o produto da força normal nas rodas tracionadas pelo coeficiente de atrito máximo no contato.

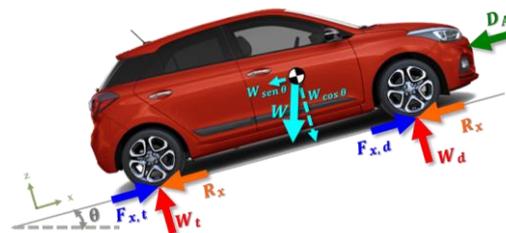


Figura 2. Forças longitudinais no veículo. Fonte: Elaboração própria.

Analisando o diagrama de corpo livre na Figura 2 por meio da 2ª Lei de Newton, pode-se escrever a Equação (1) [14], sendo a_x (m/s^2) a aceleração do veículo e g (m/s^2) a aceleração gravitacional. Na análise proposta neste trabalho não serão considerados a componente do peso por inclinação do piso e a resistência aerodinâmica.

$$\frac{W}{g} \cdot a_x = F_T - R_x - D_A - W \sin \theta \quad (1)$$

Ainda com base na Figura 2, tem-se a Equação (2) que descreve o equilíbrio de forças vertical, de modo que a componente do da força peso se equilibra com a força normal nos pneus traseiros e dianteiros (W_R e W_F , respectivamente).

$$W \cos \theta = W_F + W_R \quad (2)$$

2.1.1 Resistência ao rolamento

A força de resistência ao rolamento, também conhecida como resistência a rolagem, é a principal

resistência presente em situações de baixa velocidade, sendo causada pela dissipação de energia, convertida em calor [14], e histerese na deformação do pneu [15, 16]. Ainda, essa resistência também pode ser influenciada pela velocidade, pelo o ângulo de cambagem, pela a pressão interna do pneu, pelas as condições da pista, pela tração e frenagem do veículo [16], e pelo efeito de escorregamento [15].

Entretanto, o cálculo da resistência ao rolamento geralmente é apresentado de forma simplificada como o produto de um coeficiente de resistência ao rolamento (f_r) pela força normal no contato, como visto na Equação (3), na qual da m_v (kg) é a massa do veículo. O coeficiente f_r é medido de forma experimental e varia, no contexto automotivo, entre 0,008 e 0,35 [14], aproximadamente.

$$R_x = f_r m_v g \cos\theta \quad (3)$$

2.1.2 Escorregamento do pneu

Para considerara o efeito do escorregamento do pneu, será adotado o modelo empírico desenvolvido por Pacejka [17], considerado como uma excelente aproximação [18]. Essa abordagem permitirá representar de forma mais realista o contato do pneu. Inicialmente, para compreender esse modelo, as principais referências da roda são apresentadas na Figura 3, sendo S o ponto de escorregamento, A é o centro da roda, F_z (N) a força vertical atuando no pneu, $F_{x,\kappa}$ (N) a força longitudinal V_{Sx} (m/s) a velocidade relativa de escorregamento e V_x (m/s) a velocidade do centro da roda, ω_p (rad/s) a rotação do pneu, e r_e e r_p (m) os raios efetivo e não deformado do pneu, respectivamente. A Equação (4) define o escorregamento do pneu (κ).

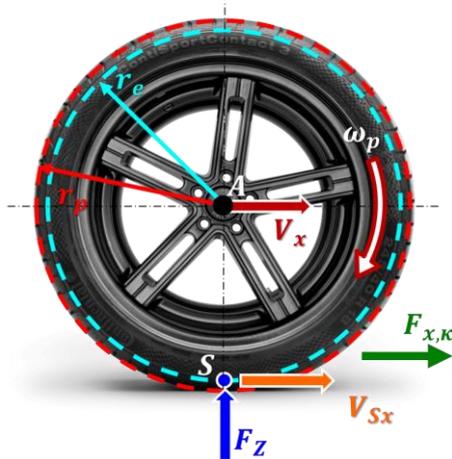


Figura 3. Detalhamento das variáveis do modelo de contato do pneu. Fonte: Elaboração própria.

$$\kappa = -\frac{V_{Sx}}{V_x} = -\frac{V_x - r_e \omega_p}{V_x} \quad (4)$$

Ao analisar a Equação (4), nota-se que quando o pneu roda livre, sem escorregar, o ponto S apresenta velocidade zero e atua como o centro instantâneo de rotação do pneu. Por outro lado, há escorregamento quando torque é aplicado à roda. Em situações de tração, κ é positivo, enquanto que em frenagens, κ é negativo. Os limites extremos de escorregamento são -1 e 1, indicando o travamento da roda ($\omega_p = 0$ e $V_x \neq 0$).

A força longitudinal (F_x) é obtida de acordo com a Equação (5), também conhecida como Fórmula Mágica, aplicada para o caso longitudinal, sendo B_x (fator de rigidez), C_x (fator de forma), D_x (fator de pico), E_x (fator de curvatura), S_{Vx} e S_{Hx} (incrementos longitudinal vertical e horizontal) obtidos com base em parâmetros empíricos de cada pneu.

$$F_x = D_x \text{sen}[C_x \arctan(B_x \kappa_x - E_x (B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x)))] + S_{Vx} \quad (5)$$

$$\kappa_x = \kappa + S_{Hx} \quad (6)$$

O cálculo desses coeficientes depende do ano do modelo considerado. Nesta pesquisa será considerado o modelo de 2010 (PAC2010 [19]), uma adaptação do modelo de 2002 (PAC2002) considerando variações na pressão de inflação do pneu. Assim, no modelo escolhido, o cálculo dos coeficientes B_x , C_x , D_x , E_x , S_{Vx} e S_{Hx} são apresentados nas Equações (7) - (14), sendo K_{xx} a rigidez ao deslizamento do pneu [18].

$$D_x = \mu_x F_z \quad (> 0) \quad (7)$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} df_z) (1 + p_{px3} dp_i + p_{px4} dp_i^2) (1 - p_{Dx3} \gamma^2) \lambda_{\mu x} \quad (8)$$

$$K_{xx} = F_z (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z) \exp(p_{Kx3} df_z) (1 + p_{px1} dp_i + p_{px2} dp_i^2) \lambda_{Kxx} \quad (9)$$

$$C_x = p_{Cx1} \lambda_{Cx} \quad (> 0) \quad (10)$$

$$B_x = \frac{K_{xx}}{C_x D_x} \quad (11)$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_z + p_{Ex3} df_z^2) \{1 - p_{Ex4} \text{sgn}(\kappa_x)\} \lambda_{Ex} \quad (\leq 1) \quad (12)$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} df_z) \lambda_{Hx} \quad (13)$$

$$S_{Vx} = F_z (p_{Vx1} + p_{Vx2} df_z) \lambda_{Vx} \lambda_{\mu x} \quad (14)$$

$$dp_i = \frac{p_i - p_{i0}}{p_{i0}} \quad (15)$$

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0}^*}{F_{z0}^*} \quad (16)$$

$$F_{z0}^* = \lambda_{Fz0} F_{z0} \quad (17)$$

Nas quais dp_i é a variação de pressão normalizada (Equação (15)), p_i (psi) é a pressão de inflação do pneu, p_{i0} (psi) é a pressão nominal de referência, df_z é a variação normalizada da carga vertical (Equação (16)), F_{z0} (N) é a carga vertical de referência. Ainda, o valor de F_{z0} pode ser redefinido por meio de F_{z0}^* , sendo a carga vertical corrigida pelo fator de escala λ_{Fz0} (diferente de 1). Ainda, λ_{Fz0} , $\lambda_{\mu x}$, λ_{Kxx} , λ_{Cx} , λ_{Ex} , λ_{Hx} e λ_{Vx} são os fatores de escala, γ o ângulo de cambagem, e p_{Dx1} , p_{Dx2} , p_{Dx3} , p_{Dx4} , p_{Dx3} , p_{Kx1} , p_{Kx2} , p_{Kx3} , p_{Px1} , p_{Px2} , p_{Cx1} , p_{Ex1} , p_{Ex2} , p_{Ex3} , p_{Ex4} , p_{Hx1} , p_{Hx2} , p_{Vx1} e p_{Vx2} os parâmetros levantados para cada pneu [11]. Mais detalhes sobre essa abordagem são encontrados em [17,19,20].

Na análise proposta neste trabalho, variações do dp_i foram consideradas, de modo que na Equação (15), além da pressão de inflação $p_i = 30$ psi, outros valores de pressão também foram simulados, como 10, 20, 40 e 50 psi (pressão máxima indicada para o tipo de pneu utilizado).

2.2 Ambiente MSC ADAMS®

Como apresenta a Figura 4, um modelo simplificado de $\frac{1}{4}$ do conjunto (2 rolos e 1 pneu) foi elaborado no software MSC ADAMS®. Para reproduzir o comportamento dinâmico de forma coerente, algumas restrições foram estabelecidas entre os componentes: uniões fixas entre pneu e roda (giraram solidários); uniões fixas eixo e rolo; uniões de rotação entre os componentes estáticos (eixo da roda e mancais) e os conjuntos dinâmicos (pneu-roda e eixo-rolo). Já a rigidez do pneu foi representada pela inserção de uma união de mola conectando os centros do rolo e do pneu, sendo o valor de rigidez do pneu de $3,74532 \cdot 10^4$ (N/m) (obtido experimentalmente).



Figura 4. Modelo em MSC ADAMS® de 2 rolos e 1 pneu. Fonte: Elaboração própria.

Ainda, para representar o efeito da massa estática do veículo atuando em cada roda, $\frac{1}{4}$ seu valor foi representado no eixo da roda. Por outro lado, as massas dos componentes rotativos foram atribuídas individualmente para cada componente, de modo que os efeitos rotativos de inércia sejam contabilizados.

2.2.1 Ensaio de rigidez do pneu

O ensaio para obtenção da rigidez do pneu do protótipo (6" de diâmetro por 2" de largura), foi realizado na bancada de teste de pneus [20,21], como visto na Figura 5, na qual são indicados os pontos de medição por força com células de carga, os motores elétricos responsáveis pela translação e rotação do conjunto pneu-roda, bem como o atuador pneumático responsável pela aplicação da carga vertical. O pneu considerado suporta até 90 kg, é constituído por nylon e elástico natural, e nesse teste foi analisado com pressão de inflação de 30 psi.

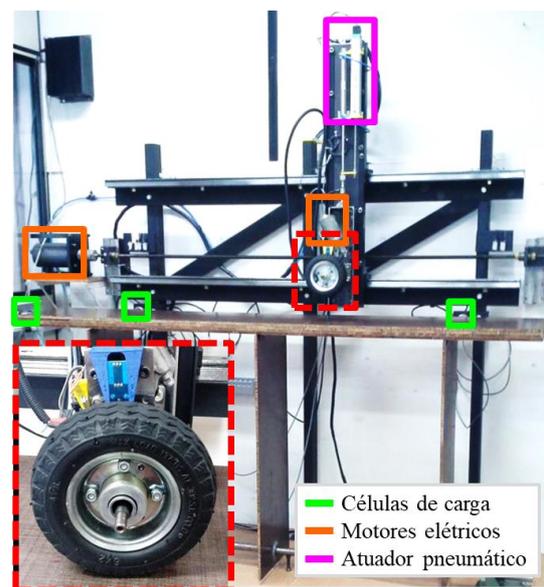


Figura 5. Bancada de teste de pneus. Fonte: Adaptado de Santiciulli [20].

Para a obtenção da rigidez, cargas foram aplicadas no pneu e, para cada carga (x), sua deformação (y) foi medida. Assim, foi possível obter um gráfico correlacionado o efeito da carga na deformação, como mostra a Figura 6.

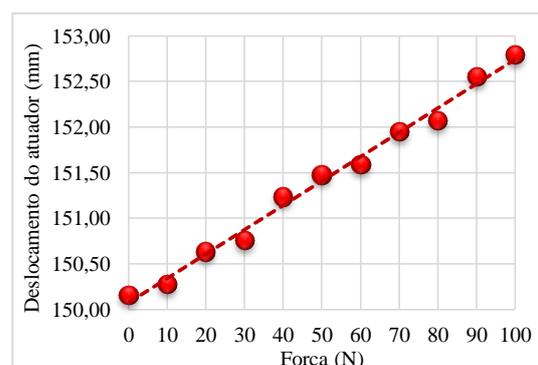


Figura 6. Aproximação linear da rigidez do pneu. Fonte: Elaboração própria.

O comportamento observado é aproximado por um ajuste linear, apresentando coeficiente de correlação R^2 próximo a 1 (0,9908), permitindo aproximar a rigidez por uma constante.

A Equação (18) mostra o ajuste, na qual 150,07 é o valor de *offset* do atuador. Assim, aplicando a Lei de Hooke, a rigidez constante K foi obtida pela razão entre a força aplicada (o eixo x do gráfico) e a deformação (a variação do deslocamento no eixo y).

$$y = 0,0267x + 150,07 \quad (18)$$

$$K = \frac{x}{y} = \frac{10^3}{0,0267} = 3,74532 \cdot 10^4 \text{ (N/m)} \quad (19)$$

2.3 Ambiente MATLAB®/Simulink®

Após o modelo em ADAMS® ser criado, a iteração entre esse modelo e o controle em foi realizada em MATLAB®/Simulink®. A Figura 7 mostra as principais variáveis responsáveis pela iteração entre os *softwares*. Como saídas do modelo em ADAMS® tem-se as acelerações angulares do rolo e do pneu (α_r e α_p), as rotações do rolo e do pneu (ω_r e ω_p), e a força normal no contato (F_N), que no caso analisado é a força da mola de união, entre pneu e rolo, que representa a rigidez do pneu.

Sendo fornecidos esses dados, o modelo em Simulink® calcula, com base nos conceitos de dinâmica veicular apresentados, os torques atuantes no sistema, como o torque de resistência ao rolamento (T_{res}), o torque de inércia (T_{in}), o torque do ME (T_{ME}), e os torque de escorregamento tanto para o rolo (T_{xr}) como para o pneu (T_{xp}) e para o rolo (T_{xr}). Desse modo, os torques resultantes podem ser obtidos para o rolo (T_r) e para o pneu (T_p), sendo esses os valores de saída do Simulink® e entradas do modelo ADAMS®, fechando assim o ciclo de iteração.

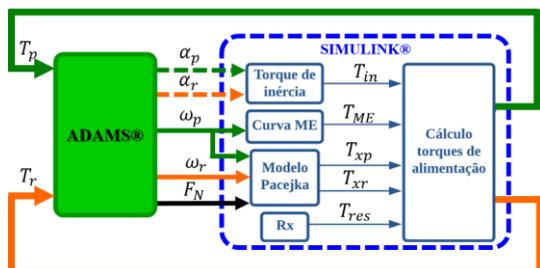


Figura 7. Comunicação entre Simulink® e MSC ADAMS®. Fonte: Elaboração própria.

A modelagem desenvolvida leva em consideração os conceitos de resistência ao rolamento (R_x) e de escorregamento do pneu. Contudo, esses

equacionamentos foram desenvolvidos para situações de contato único entre o pneu e uma superfície plana. Assim, quando aplicados ao contato duplo entre pneu e rolos da bancada, essas equações devem ser adaptadas, como apresentado nas seções a seguir.

2.3.1 Resistência ao rolamento adaptada

Uma vez que a resistência ao rolamento atua no contato do pneu, esperasse que quanto maior o contato, maior será essa resistência, se comparada para um mesmo tipo de superfície. Esse comportamento foi registrado por Eckert et al. [3] e Matthews [22], que mostraram em suas pesquisas resultados em dinamômetros de chassi (rolos duplos) com valores de resistência ao rolamento mais elevados que os propostos pelos modelos da literatura (contato único pneu-piso).

Assim, a adaptação proposta neste trabalho parte do cálculo apresentado na Equação (3), sendo agora aplicada a cada contato e considerando o ângulo de inclinação entre o pneu e o rolo ($\theta_{p,r}$), como visto na Figura 8, tornando-se a Equação (20). Nessa equação pode-se observar que a resistência ao rolamento total do veículo é distribuída entre os 8 rolos da bancada e que a força normal no contato é uma componente do peso por meio do cosseno do ângulo $\theta_{p,r}$, resultando na resistência ao rolamento $R_{x,r}$ (N) de cada rolo, ou seja, aplicada duas vezes a cada pneu devido ao contato duplo.

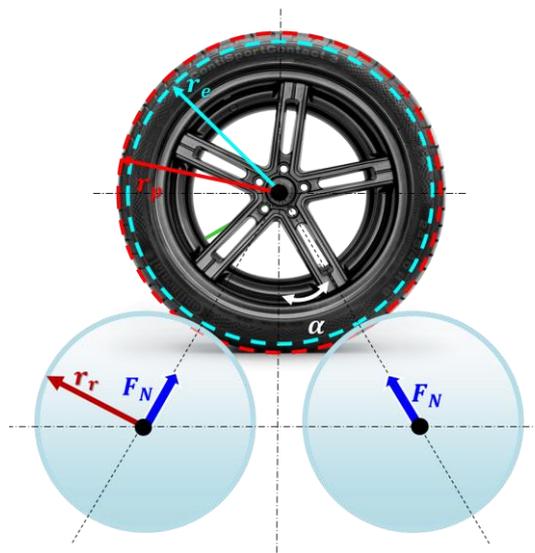


Figura 8. Representação do duplo contato entre pneu e rolos. Fonte: Elaboração própria.

$$R_{x,r} = \frac{f_r m_v g}{8 \cos(\theta_{p,r})} \quad (20)$$

Neste trabalho foi considerado o f_r igual a 0,3. Tendo em vista que esse coeficiente deve ser medido experimentalmente, o valor considerado é uma aproximação e o valor real deve ser aferido com a bancada em funcionamento e atualizado na simulação.

2.3.2 Modelo de Pacejka adaptado

De forma similar à adaptação da resistência ao rolamento, o modelo de escorregamento de Pacejka também foi adaptado para considerar o contato do pneu com os rolos. A Equação (4) do escorregamento, original do modelo, foi transformada na Equação (21), agora em percentual, sendo V_r (m/s) e V_p (m/s) as velocidades tangenciais do rolo e do pneu, respectivamente, obtidas como visto nas Equações (23) e (22). Ainda, r_r é o raio do rolo e r_p o raio do pneu não deformado, como uma aproximação do raio efetivo r_e , considerando que a deformação sofrida pelo pneu nessa escala é desprezível.

$$\kappa = -\frac{V_p - V_r}{V_p} 100 \quad (21)$$

$$V_p = \omega_p r_p \quad (22)$$

$$V_r = \omega_r r_r \quad (23)$$

Desse modo, o escorregamento foi calculado como na Equação (21) e a força longitudinal (F_x) e os coeficientes foram calculados de acordo com as Equações (5) - (17). Ainda, como as curvas do pneu foram levantadas para os valores de 60 N, 100 N e 120 N, foi aplicada uma escala proporcional à força vertical no contato do pneu, de modo que o valor de força da bancada foi ampliado para a entrada no modelo de escorregamento (curva de 100 N), o F_x foi calculado, e em seguida reduzido na mesma escala utilizada na entrada do modelo.

2.3.3 Cálculo dos torques

Por fim, a última etapa da simulação consiste no cálculo dos torques envolvidos. A Equação (24) mostra o torque resultante no pneu (T_p), sendo o T_{ME} o torque do motor elétrico, $n_{ME,p}$ a relação de transmissão entre o motor e o pneu ($n_{ME,p} = 2$). Vale enfatizar que na análise proposta, a motorização no sistema parte apenas no motor elétrico conectado a roda do veículo, de modo que os rolos giram livres e seguem recebem o movimento transmitido pelo pneu. Ainda, T_{xp} ($T_{xp} < 0$) representa o torque de Pacejka no pneu, T_{res} a resistência ao rolamento e T_{in} o torque de inércia dos rolos. Os três últimos torques

apresentados são multiplicados por dois devido ao duplo contato do pneu.

$$T_p = T_{ME}n_{ME,p} + 2T_{xp} - 2T_{res} - 2T_{in} \quad (24)$$

As Equações (25) e (26) mostram como foram obtidos os torques de Pacejka no rolo (T_{xr}) e no pneu (T_{xp}), como uma função da força longitudinal de Pacejka (F_x) e dos raios de cada componente. Neste trabalho, o torque de entrada no rolo (T_r) é considerado é considerado como o torque T_{xr} .

$$T_{xr} = F_x r_r \quad (25)$$

$$T_{xp} = F_x r_p \quad (26)$$

Já o torque de inércia T_{in} é obtido em função da aceleração angular do pneu α_p , da inércia rotacional de um eixo I_{e1} , da inércia rotacional de um rolo I_{r1} , e da relação de transmissão $n_{p,r}$ entre pneu e rolo (2,1), como visto na Equação (27).

$$T_{in} = \alpha_p (I_{r1} + I_{e1}) n_{p,r}^2 \quad (27)$$

3 Resultados de simulação

Como resultados, são apresentadas as variações nos instantes iniciais, de velocidade angular e linear, respectivamente, Figura 9 e Figura 10, para as cinco pressões de inflação analisadas (10, 20, 30, 40 e 50 psi), bem como o comportamento dos torques para o caso com pressão de inflação de 30 psi, uma vez que o comportamento de torque apresentado pelos demais casos foi semelhante. De modo geral, são vistas oscilações nos instantes iniciais quando o sistema parte do repouso, resultados influenciados principalmente pelo escorregamento do contato do pneu e pela oscilação das molas de rigidez do pneu.

Na Figura 9 podem-se observar as rotações do pneu (ω_p) e do rolo (ω_r). Percebe-se que, após saírem do repouso, os valores tendem à estabilidade por volta do instante de 6 s, para todos os casos de pressão de inflação. Após a estabilidade, $\omega_r = 6,8$ rad/s e $\omega_p = 3,2$ rad/s, valores com uma relação de razão de 2,1 (aproximadamente), refletindo a relação de transmissão $n_{r,p}$. Em relação às oscilações nos primeiros instantes, nota-se que ω_p apresenta uma taxa de crescimento mais elevada que ω_r , uma vez que ocorre o efeito de escorregamento quando o pneu entra em movimento, de modo que os rolos acompanham o movimento de forma atrasada.

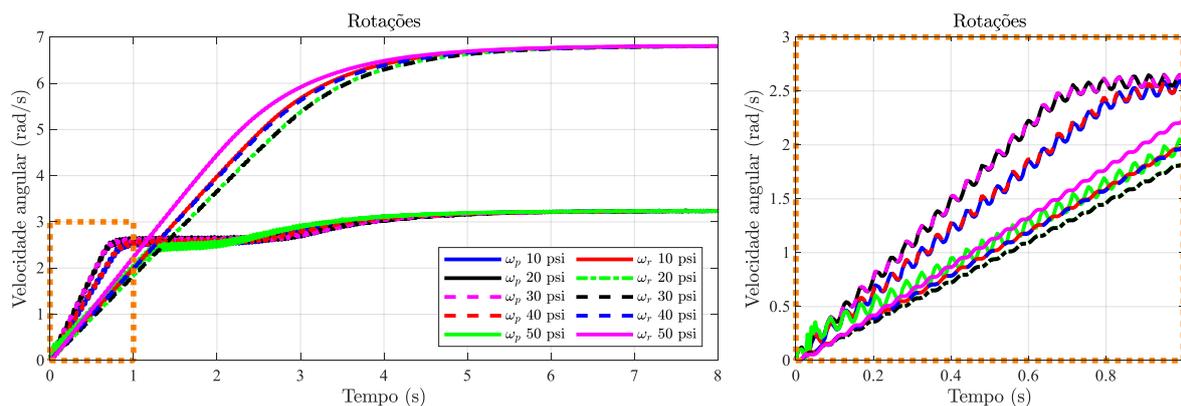


Figura 9. Comportamento das rotações do pneu (ω_p) e do rolo (ω_r).

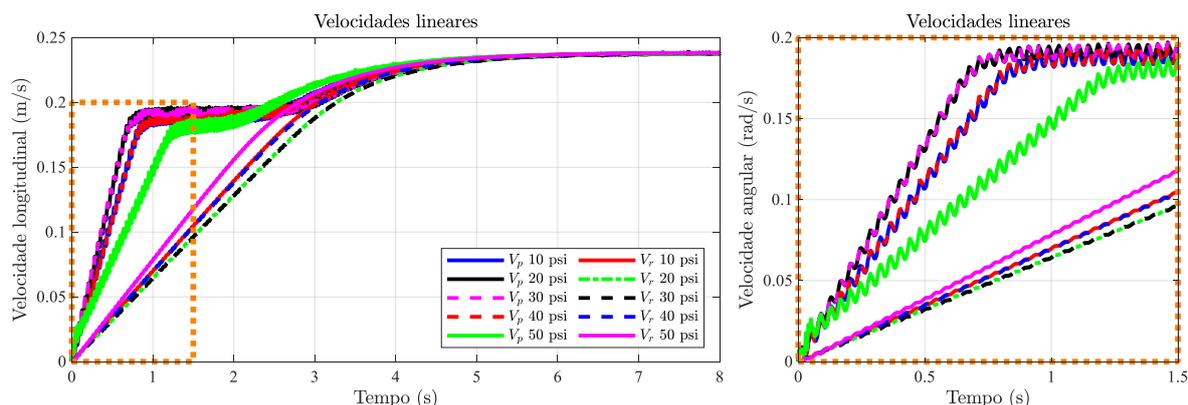


Figura 10. Comportamento das velocidades longitudinais do pneu (V_p) e do rolo (V_r).

Em relação às variações de pressão, as principais diferenças são vistas nos instantes iniciais quando o sistema sai do repouso. Vale ressaltar que, como as equações apresentam um comportamento não linear e a variação de pressão dp_i contribui para o cálculo de mais de um coeficiente, de forma positiva ou negativa dependendo da pressão de inflação considerada e de qual parâmetro é multiplicado, os valores resultantes de análise também não apresentam uma sequência de acordo com a pressão de inflação. Assim, analisando cada caso, percebe-se que os comportamentos para as pressões de 20 e 30 psi foram similares, de modo que a diferença no dp_i foi compensada entre os parâmetros positivos e negativos, não apresentando impacto relevante no resultado final. Para as pressões de 10 e 40 psi, os comportamentos também foram próximos entre si, porém com velocidades inferiores às das pressões analisadas anteriormente, tanto para os rolos como para os pneus. Já para o limite de pressão máxima de 50 psi, as velocidades se mostraram mais elevadas, ressaltando a influência do sinal positivo do dp_i , bem como do seu maior valor em módulo dentre os analisados.

Para as velocidades lineares tangenciais, como na Figura 10, os comportamentos são semelhantes aos apresentados nas rotações, incluindo as análises de variação das pressões. Entretanto, os valores finais de velocidades dos rolos e dos pneus tendem para o valor (0,24 m/s), com o mesmo período de estabilização da análise anterior.

Por fim, as variações dos torques para os instantes iniciais, para a pressão de 30 psi, são apresentadas na Figura 11, com tempo de estabilização igual ao das análises anteriores. Dentre os torques do sistema, vale destacar o torque do ME (T_{ME}) (em preto contínuo) com o valor mais elevado e um patamar inicial, sinalizando que nos primeiros instantes o torque solicitado do motor é elevado, operando em sua capacidade máxima. Já os torques de Pacejka (T_{xr} e T_{xp}) (em azul e vermelho contínuos) oscilam nos instantes iniciais como um reflexo da oscilação da força normal pela força da mola de rigidez e, como o torque no rolo T_r foi definido como o T_{xr} , as curvas em verde tracejado aparecem sobrepostas ao torque T_{xr} . O torque de inércia T_{in} (em azul ciano contínuo) oscila em amplitudes menores devido à oscilação da aceleração angular α_p . Já o torque de entrada no pneu

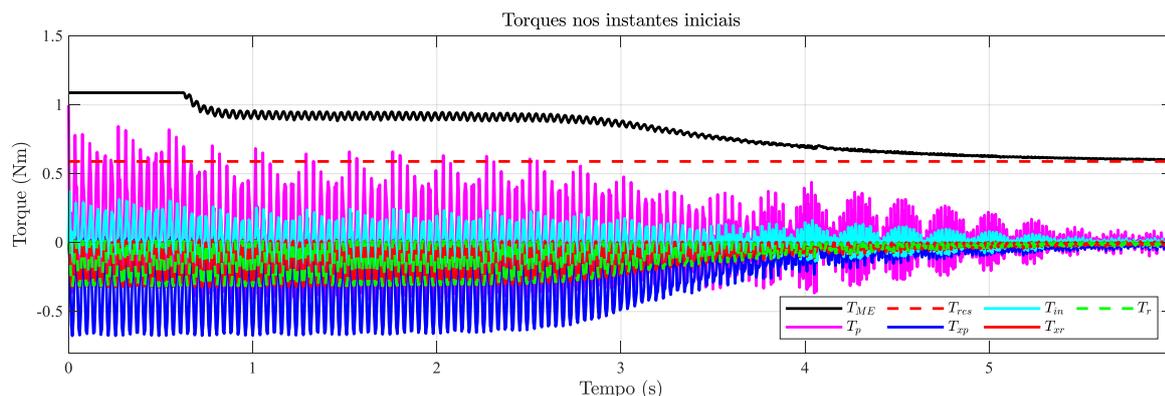


Figura 11. Resultados de torque da simulação.

T_p (em magenta contínuo) é uma combinação dos demais torques, como visto na Equação (24), apresentando também oscilações em seu comportamento. Em relação à resistência ao rolamento T_{res} (em vermelho tracejado), essa se mantém constante, uma vez que seus parâmetros não variam com o tempo de simulação e, após a estabilidade, essa se equilibra com o torque do motor (T_{ME}), uma vez que as oscilações cessam, zerando os torques que dependem dessas oscilações.

Conclusões

Este trabalho apresentou uma simulação dinâmica do funcionamento do conjunto de bancada em escala reduzida (protótipo de veículo elétrico e um dinamômetro de chassi) considerando 2 rolos e 1 pneu modelado em software ADAMS® e MATLAB®/Simulink®. Desse modo, é possível fazer uma predição simplificada do como será o comportamento do protótipo sobre a bancada.

Com os resultados, foi possível observar os efeitos da rigidez do pneu representada pela mola e também do efeito de escorregamento nos instantes iniciais para as velocidades e para os torques. Também foi possível observar os efeitos não lineares das mudanças de pressão de inflação do pneu, com destaque para o resultado simulado com a pressão máxima, apresentando acelerações mais elevadas que as demais. Em todas as análises, o sistema se estabiliza após o instante de 6 s. Ainda, foram obtidos parâmetros de comparação que servem de valores de referência iniciais para os testes futuros.

Por meio dos resultados obtidos permite-se reduzir o tempo e o custo para a realização de testes do conjunto em escala reduzida, tornando o processo de análise mais eficiente. Como próximas etapas de continuação desta pesquisa, tem-se a realização de experimentos na bancada dinâmométrica com o

protótipo de veículo (ambos em pequena escala), permitindo a comparação dos dados simulados com o comportamento real durante a realização de testes.

2.1. Agradecimentos

Este trabalho foi realizado durante bolsas de estudo apoiadas pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e pela Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

3. Referencias

- [1] FIGLIOLA, Richard S.; BEASLEY, Donald E.. Theory and design for mechanical measurements. 6. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2014. 624 p.
- [2] MARTYR, Anthony J.; PLINT, Michael Alexander. **Engine Testing: The Design, Building, Modification and Use of Powertrain Test Facilities**. 4th. ed. Oxford: Elsevier, 2012. 571p.
- [3] ECKERT, J. J., BERTOTI, E., COSTA, E. S., SANTICIOLLI, F. M., YAMASHITA, R. Y., SILVA, L. C. A., DEDINI, F. G., 2017. **Experimental Evaluation of Rotational Inertia and Tire Rolling Resistance for a Twin Roller Chassis Dynamometer**. SAE Technical Papers, pp. 1-12.
- [4] BERTOTI, E., YAMASHITA, R. Y., ECKERT, J. J., SANTICIOLLI, F. M., SILVA, L. C. A., DEDINI, F. G., 2019. **Application of Pattern Recognition for the Mitigation of Systematic Errors in an Optical Incremental Encoder**. In: International Conference on Rotor Dynamics, Vol. 4, pp. 65-78.
- [5] BERTOTI, Elvis. **Caracterização Dinâmica de uma Bancada Dinamométrica Veicular de rolos Duplos**. 2018. 189 f. Dissertação (Mestrado) - Curso

de Engenharia Mecânica, Departamento de Sistemas Integrados, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2018.

[6] SONG, K., LI, F., HU, X., HE, L., NIU, W., LU, S., ZHANG, T., 2018. Multi-mode energy management strategy for fuel cell electric vehicles based on driving pattern identification using learning vector quantization neural network algorithm. **Journal of Power Sources**, Vol. 389, pp. 230-239.

[7] MAYYAS, A. R., KUMAR, S., PISU, P., RIOS, J., JETHANI, P., 2017. Model-based design validation for advanced energy management strategies for electrified hybrid power trains using innovative vehicle hardware in the loop (VHIL) approach. **Applied Energy**, Vol. 204, pp. 287-302.

[8] WAGER, G., McHENRY, M. P., WHALE, J., BRÄUNL, T., 2014. Testing energy efficiency and driving range of electric vehicles in relation to gear selection. **Renewable Energy**, Vol. 62, pp. 303-312.

[9] BECKERS, C. J. J., BESSELINK, I. J. M., FRINTS, J. J. M., NIJMEIJER, H., 2019. **Energy consumption prediction for electric city buses**. In 13th ITS European Congress. Eindhoven, Netherlands.

[10] EULER-ROLLE, N., MAYR, C. H., SKRJANC, I., JAKUBEK, S., KARER, G., 2020. Automated vehicle driveaway with a manual dry clutch on chassis dynamometers: Efficient identification and decoupling control. **ISA Transactions**, Vol. 98, pp. 237-250.

[11] LOURENÇO, Maria Augusta de Menezes. **Desenvolvimento de dinamômetro de chassi para testes de veículos/robôs em pequena escala**. 2020. 119 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Sistemas Integrados, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2020.

[12] PAN, Y., DAI, W., XIONG, Y., XIANG, S., MIKKOLA, A.. Tree-topology-oriented modeling for the real-time simulation of sedan vehicle dynamics using independent coordinates and the rod-removal technique, **Mechanism and Machine Theory** 143 (2020) 103626.

[13] LOURENÇO, M. A. M., ECKERT, J. J., SILVA, F. L., SANTICIOLLI, F. M., SILVA, L. C. A. Vehicle and twin-roller chassis dynamometer model considering slip tire interactions, **Mechanics Based Design of Structures and Machines** (2022) 1–18 doi:10.1080/15397734.2022.2038199

[14] GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of

Automotive Engineers, Inc., 1992. Disponível em: <<http://books.sae.org/book-r-114>> 470p.

[15] WONG, Jo Yung. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. John Wiley & Sons, 2001. 558 p.

[16] JAZAR, Reza N., **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 2. ed. Bundoora: Springer, 2014. 1074 p.

[17] PACEJKA, H. B. **Tire and Vehicle Dynamics**. 3. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2012. 632 p.

[18] GENTA, G. **Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation**. Vol. 43. World Scientific. 1997.

[19] BESSELINK, I. J. M., SCHMEITZ, A. J. C., PACEJKA, H. B., 2010. An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes. **Vehicle System Dynamics**, Vol. 48, pp. 337-352.

[20] SANTICIOLLI, Fabio Mazzariol. **Parametrização de modelos de pneus aplicada a pneus de pequeno porte**. 2018. 151 p. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: <<http://www.repositorio.unicamp.br/handle/REPOSIP/331453>>. Acesso em: 9 fev. 2020.

[21] SILVA, Ludmila Corrêa Alkmin. **Identificação e simulações do comportamento do pneu visando a implementação de controle em cadeiras de rodas motorizadas**. 2011. 153 p. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: <<http://www.repositorio.unicamp.br/handle/REPOSIP/264368>>. Acesso em: 9 fev. 2020.

[22] MATTHEWS, Christian. **Identification and Robust Control of Automotive Dynamometers**. 2007. 215p. PhD Thesis - University of Liverpool, Liverpool, 2007.