

PROJETO VIRTUAL DE BANCADA PARA PARAMETRIZAÇÃO DE MODELO DE PNEU COM APLICAÇÃO EM ROBÓTICA

Fabio Mazzariol Santiciolli, fabio.santiciolli@fatec.sp.gov.br¹
Rodrigo Yassuda Yamashita, rodrigo.yamashita@gmail.com²
Jony Javorski Eckert, javorski@fem.unicamp.br²
Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva, ludmila@fem.unicamp.br²
Franco Giuseppe Dedini, dedini@fem.unicamp.br²

¹Faculdade de Tecnologia de Campinas, Av. Cônego Antônio Roccato, 593 - Jardim Santa Monica, Campinas - SP, 13082-015.

²Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, R. Mendeleyev, 200 - Cidade Universitária, Campinas - SP, 13083-860

Resumo: O número de aplicações com robôs móveis tem aumentado ao longo dos últimos anos. Robôs móveis como cadeiras de rodas autônomas e assistentes médicos robóticos já estão à venda ou estão em estágio final de desenvolvimento. Seguindo as diretrizes da Indústria 4.0, o uso de pallets e empilhadeiras autônomas em plantas industriais e almoxarifados será intensivo nos próximos anos. Abordando a arquitetura das máquinas, é comum que as plataformas móveis utilizem rodas e pneus para executar o contato com a superfície sobre a qual se locomovem. Consequentemente, é essencial que se conheça o modelo dinâmico dos pneus para a execução do projeto ótimo dos robôs móveis terrestres. A indústria automotiva e a academia já desenvolveram modelos de pneus bem estabelecidos, e.g. CDTire, Tmeasy, Ftire. Estes modelos, de forma geral, requerem que amostras de pneus sejam parametrizadas por meio de baterias de testes em máquinas projetadas para dimensões automotivas. Pode-se dizer que, no entanto, o mesmo grau de desenvolvimento não foi atingido para pneus menores que são compatíveis com grande parte dos robôs terrestres. Nesse contexto, o presente artigo defende que é possível realizar a parametrização das equações de dirigibilidade de Pacejka de pneus de dimensões inferiores às automotivas. Para isso, demonstra-se o projeto virtual em software de dinâmica multicorpos (MSC/ADAMS) de uma bancada capaz de adquirir dados sobre as forças envolvidas no contato entre pneu e piso e como estes dados se correlacionam com o modelo proposto por Pacejka.

Palavras-chave: Pneus robóticos, Parâmetros de Equações de Pacejka, Bancada de Parametrização.

1. INTRODUÇÃO

As aplicações com robôs móveis aumentaram em número ao longo dos últimos anos. Considerando ambientes internos, cadeiras de rodas autônomas, robôs médicos/enfermeiros, aspiradores de pó e cadeiras auto organizáveis são exemplos de robôs móveis a venda ou que estão em estágio final de desenvolvimento. Seguindo as diretrizes da Indústria 4.0, o uso de páletes e empilhadeiras autônomas em plantas industriais ou almoxarifados será intensivo nos próximos anos. A respeito de ambientes externos, alguns tipos de colheitadeira robótica já foram patenteados e veículos autônomos já são usados para transporte público e privado.

Da abordagem dos órgãos de máquinas, independentemente da aplicação todos os tipos de robôs móveis terrestres requerem elementos para contato com o piso. De forma geral, pode-se dividi-los em três tipos: pneus, esteiras e rodas omnidirecionais. O documento presente focaliza a simulação de uma bancada de testes para uma futura obtenção de dados experimentais para modelagem e parametrização dos pneus robóticos. Eles foram escolhidos dentre os outros elementos de contato porque têm o maior espectro de aplicações considerando os diversos tipos de robôs, tarefas e superfícies de rodagem.

A indústria automotiva e a academia desenvolveram modelos de pneu bem estabelecidos, e.g. CDTIRE, TMEASY, FTIRE, SWIFT, TreadSim (Uil, 2007 e Mohammadi, 2012). Normalmente, tais modelos são comercializados como programas que integram softwares de dinâmica multicorpos ou suítes de computação numérica. Outros modelos de menor popularidade são desenvolvidos por empresas e instituições de pesquisa, normalmente com maior grau de personalização de acordo com o escopo de cada projeto.

É possível classificar os modelos de pneus em função do grau de complexidade; dos tipos mais simples para os mais complexos tem-se “Modelos Empíricos”, “Modelos Semiempíricos”, “Modelos físicos teóricos simples” e “Modelos

físicos teóricos complexos”. Quanto maior a complexidade, maior é o custo computacional de cada modelo (Castellví, 2011). É comum que os pacotes comerciais de modelos de pneus ofereçam diferentes versões, trafegando entre os diversos graus de complexidade de acordo com necessidade do usuário.

Os Modelos Empíricos expressam com qualidade as forças e os momentos atuantes nos pneus em situações simples de dirigibilidades, i.e. direção constante ou com alterações lentas ao longo do tempo sobre piso plano e rígido, ao passo que Modelos Físicos Teóricos Complexos são capazes de modelar deformações e esforços locais de pneus e aros considerando-se excitações de pistas com rugosidade dentro do contexto de NVH (*noise, vibration, and harshness*). Assim, os Modelos Empíricos, por caracterizarem problemas mais simples, são os que têm maior capacidade de serem executados em tempo real e também de forma embarcada.

Essa é a razão pela qual os Modelos Empíricos são predominantemente adotados na robótica móvel. Pode-se notar na literatura que parte dos Modelos Empíricos aplicados à robótica consiste nas Equações de Pacejka (Tian e Sarkar, 2014, Aliseichik and Pavlovsky, 2015, Dąbek, P. e Trojnecki, 2015 e Dąbek e Trojnecki, 2016) e parte consiste em outras formas de abstração (Ghasemi *et al.*, 2014, Bayar *et al.*, 2015, Khan *et al.*, 2015 e Lucet *et al.*, 2015). Uma ressalva deve ser feita quanto ao uso das Equações de Pacejka na robótica, alguns autores afirmam que há escassez de métodos de parametrização de pneus robóticos, o que os afasta desse método para abstrações mais simples. Também neste contexto, alguns dos autores que empregam as Equações de Pacejka não explicitam como os parâmetros foram obtidos ou utilizam parâmetros automotivos genéricos.

Apesar de ser descrito como “simples” em relação à maioria dos modelos de pneu, as Equações de Pacejka demandam baterias de testes em máquinas especializadas para serem parametrizadas. Esse artigo tem o objetivo de contribuir no campo de parametrização de pneus robóticos, continuando as pesquisas realizadas por (Silva *et al.*, 2016 e Silva *et al.*, 2017) a respeito de uma bancada para a parametrização da Equação de Pacejka de pneus pequenos. Esse artigo contribui com a simulação multicorpos de uma nova versão dessa bancada incluindo a adição de uma nova célula de carga que aumentará para seis o número de graus de liberdade por meio dos quais são medidos forças e momentos.

Na indústria automotiva, os Modelos Empíricos são, em sua maioria, elaborados puramente ou com base nas Equações de Pacejka. Apesar de serem descritas aqui como “simples” em relação aos modelos de pneu mais avançados, as Equações de Pacejka demandam bateladas de testes em máquinas especializadas para serem parametrizadas.

2. EQUAÇÕES DE PACEJKA

Após anos de experiência a respeito das medições da dinâmica de pneus, o grupo de engenheiros e pesquisadores liderado por Hans Bastiaan Pacejka desenvolveu um modelo de pneu baseado em equações que poderiam ser ajustadas muito bem aos dados experimentais. É importante notar que tais equações não têm uma correlação direta com as propriedades físicas de pneu ou pista, mas objetivam ajustar-se aos dados experimentais adquiridos de forma discreta para poder inferir sobre as forças e momentos atuantes de forma contínua. Assim, essas equações foram denominadas como Fórmula Mágica (FM), considerando um pouco de senso de humor acadêmico. Este nome é amplamente utilizado pela comunidade envolvida, Pacejka também o adota em seus documentos. A versão mais recente da FM foi divulgada em 2002 (Pacejka, 2012), enquanto as versões pioneiras foram lançadas no fim da década de 1980 (Bakker *et al.*, 1987 e Bakker *et al.*, 1989).

Antes de apresentar a FM neste artigo, é necessário definir as forças e os momentos que a pista impõe ao pneu, além das grandezas ângulo de deriva (α), escorregamento longitudinal (κ) e ângulo de cambagem (γ). A Fig. 1 indica a orientação de Força Longitudinal (F_x), Força Lateral (F_y), Força Vertical (F_z), Momento de Sobrerrolagem (M_x), Momento de Resistência à Rolagem (M_y) e Momento de Alinhamento (M_z), além de α , γ e a velocidade de translação do pneu (V). Uma observação importante é que as forças e momentos seguem a regra da mão direita, com exceção de F_z , que foi estabelecida no sentido oposto (note a direção oposta de F_z em relação ao eixo z).

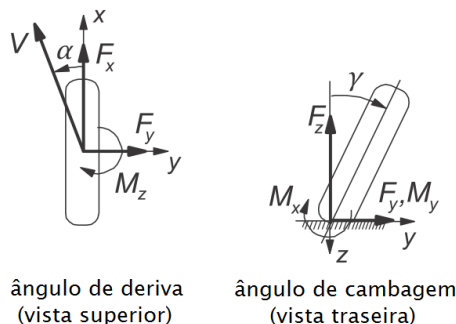


Figura 1. Orientação das forças, momentos, ângulos de deriva e cambagem relativos ao pneu, adaptado de Pacejka (2012).

O sistema de referência xyz tem o eixo z sempre alinhado com a vertical, sendo que o eixo x é solidário a direção à qual o pneu aponta. Dessa forma, define-se α como o ângulo entre V e x . Já o ângulo γ é definido pela inclinação do pneu em relação ao eixo z , dado um tombamento do pneu ao redor do eixo x .

O escorregamento longitudinal é uma razão que considera a velocidade angular de rotação do pneu (Ω), seu raio efetivo (r_e) e sua velocidade de translação longitudinal ($V_x = V * \cos(\alpha)$) (Pacejka, 2012):

$$\kappa = -\frac{V_x - r_e \Omega}{V_x} \quad (1)$$

A FM é composta por uma equação principal, uma equação de entrada e uma equação de saída, apresentadas nas Eq. (2), Eq. (3) e Eq. (4), respectivamente:

$$\bar{y}(\bar{x}) = D \sin(C \arctan(B\bar{x} - E(B\bar{x} - \arctan(B\bar{x})))) \quad (2)$$

$$\bar{x} = X + S_h \quad (3)$$

$$Y(X) = \bar{y}(\bar{x}) + S_v \quad (4)$$

O termo de saída $Y(X)$ é um termo geral que pode representar F_x , F_y ou F_z . Uma FM dedicada deve ser implementada e parametrizada para cada uma dessas grandezas físicas. O termo de entrada X equivale a α se o termo de saída $Y(X)$ corresponde a F_y ou M_z , mas X equivale a κ se $Y(X)$ corresponde a F_x . Os parâmetros que modulam a FM são B (fator de rigidez), C (fator de forma), D (fator de pico), E (fator de curvatura), S_h (transferência horizontal) e S_v (transferência vertical). O comportamento típico da FM pode ser observado na Fig. 2.

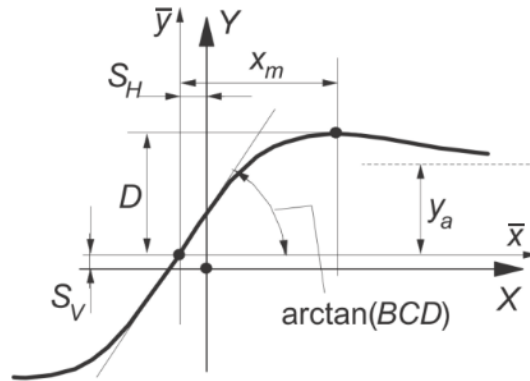


Figura 2. Curva típica de FM, adaptado de Pacejka (2012).

A Eq. (2) corresponde a uma função antissimétrica definida no plano cartesiano $\bar{x}\bar{y}$. O parâmetro D define o pico da Eq. (2). O parâmetro C limita o tamanho do argumento da função seno da Eq. (2), determinando sua forma. O produto BCD controla a inclinação da Eq. (2) quando $\bar{x}$ vale zero; entretanto, como já descrito, C e D também são usados para definir outros parâmetros da curva. Assim, o parâmetro B é o principal responsável por modular tal inclinação. O parâmetro E é capaz de alongar ou comprimir a curva em relação ao eixo $\bar{x}$ sem mudar sua inclinação em $\bar{x} = 0$ e seu valor de pico. Por fim, a Eq. (2) tende a y_a quando $\bar{x}$ tende a infinito, por outro lado seu valor de pico ocorre em $\bar{x} = x_m$.

Caso a estrutura do pneu seja ideal, os planos cartesianos $\bar{x}\bar{y}$ e XY serão coincidentes. Isso dificilmente ocorre em aplicações reais e $\bar{x}\bar{y}$ é deslocado em relação a XY . Por essa razão os parâmetros S_h e S_v são inseridos nas equações de entrada e saída (Eq. (3) e Eq. (4)), eles realocam a FM em relação ao plano XY , permitindo o ajuste correto aos dados experimentais. O ângulo de cambagem interfere no valor de S_h e S_v .

O modelo de Pacejka lançado em 1989 (Bakker *et al.*, 1989) inclui a MF descrita aqui, calculando, assim, a Força Longitudinal, a Força Lateral e o Momento de Alinhamento. Em virtude da simplicidade, resolveu-se manter as bases teóricas deste artigo alinhadas ao modelo de 1989 (Bakker *et al.*, 1989), mas é planejado para o futuro desta pesquisa incorporar o modelo de 2002 (Pacejka, 2012).

Na indústria automotiva existem modos variados de obtenção dos dados experimentais para parametrização da FM de um determinado pneu. Normalmente são utilizadas bancadas de testes, dotadas de atuadores usados para impor ângulo de deriva, ângulo de cambagem, escorregamento longitudinal e carga vertical ao pneu que rola e escorrega sobre um simulacro de pista. Tal simulacro de pista pode ser a face interna ou a face externa de um tambor, a superfície de uma correia larga que conecta dois tambores, podendo ser também uma prancha. Na maioria dos casos o simulacro de pista se move de forma que a amostra de pneu em teste apenas rola e escorrega sem transladar.

Considerando pneus não automotivos, existem poucos estudos relevantes em comparação com seus similares automotivos. Em Doria *et al.* (2013) propuseram uma bancada de testes para medir as forças e os momentos em pneus de bicicletas e motocicletas. Nesse caso, o simulacro de pista é um disco (com 3 metros de diâmetro) que roda em torno do eixo vertical equipado com uma superfície rodagem de alta aderência. A amostra de pneu rola e escorrega suportada por um aparato que ajusta os ângulos de cambagem e deriva e também mede a Força Lateral e o Momento de Alinhamento por meio de células de carga. Em Dressel e Rahman (2012) utilizam um aparato de medição similar, mas o simulacro de

pista é reto e estático e a amostra de pneu em teste é transladada.

A pesquisa presente é a continuação das pesquisas propostas por Silva et al. (2016) e Silva et al. (2017). Nesse caso, o pneu em testes é movido sobre uma mesa com superfície plana que serve como simulacro de pista. Os ângulos de cambagem e deriva e o escorregamento longitudinal são ajustados previamente. Uma célula de carga com extensômetros viabiliza a aquisição de dados sobre os momentos no eixo da bancada que suporta o cubo de roda. A mesa dessa bancada não é uma mesa trivial, ela contém articulações e juntas esféricas que propiciam aquisição dos esforços atuantes nas direções laterais e longitudinais por meio de células de carga instaladas convenientemente. A próxima seção introduz maiores detalhes sobre a bancada de testes e explica como é possível correlacionar os dados adquiridos com as forças e os momentos atuantes sobre o pneu em teste.

3. BANCADA PROPOSTA

É possível observar o modelo multicorpos da bancada proposta na Fig. 3 implementado no software ADAMS/View. Esse modelo contém algumas partes idênticas às da bancada que já está fisicamente montada e que resultou nos artigos Silva et al. (2016) e Silva et al. (2017). Além das peças originais, esse modelo contém algumas modificações que são explicadas nesta seção.

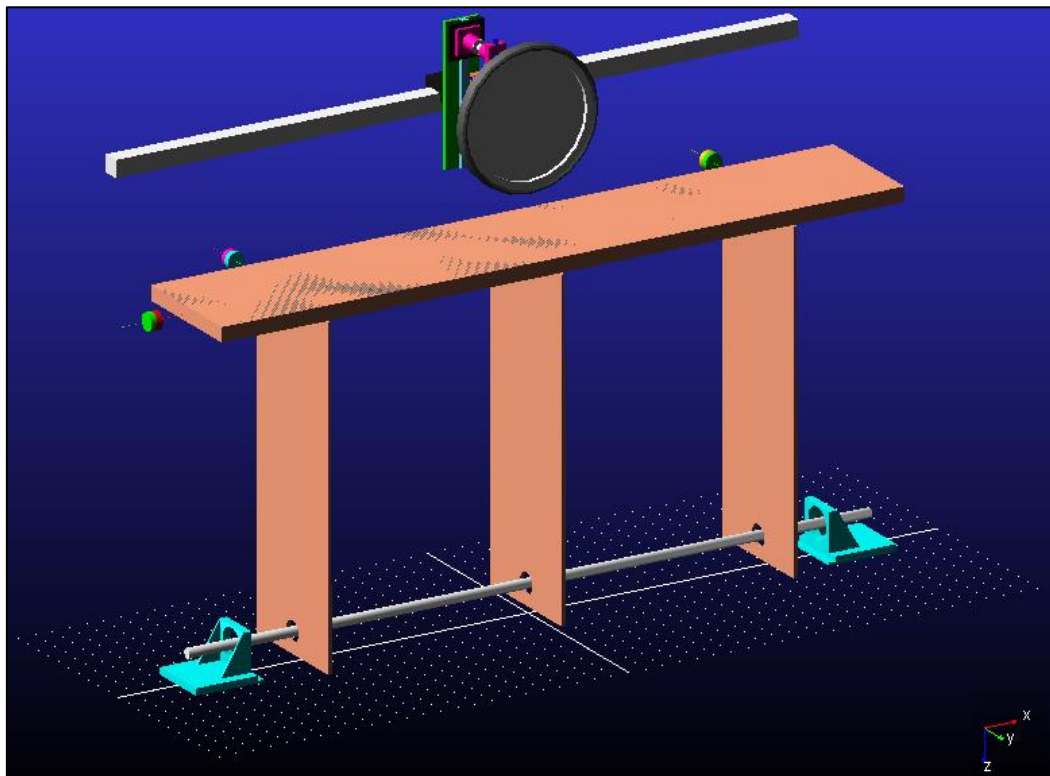


Figura 3. Modelo multicorpos da bancada de teste construído em ADAMS/View

Essa bancada de testes pode ser dividida em duas partes: a mesa e o suporte para roda. Começando pela mesa, é possível notar que ela não tem pernas triviais; por baixo ela é suportada por juntas rotulares alinhadas por uma barra redonda. Essa barra redonda é suspensa por meio de dois suportes de forma que nenhuma das pernas toca o chão. A conexão entre as pernas e tampo da mesa é feita por meio de juntas de revolução. Esta configuração permitiria que a mesa tombasse ao redor do eixo x e que as pernas se dobrassem em torno do eixo y . Entretanto tais movimentos são contidos por três células de carga, sendo que duas células de carga laterais impedem o tombamento em torno do eixo x e uma célula de carga impede que as pernas da mesa se dobre em torno do eixo y . Restam ao tampo da mesa apenas movimentos virtualmente nulos de acordo com a deformação das células de carga. Os sinais dessas células de carga refletem as forças que impedem a movimentação do tampo da mesa e são nomeados como F_{l1} , F_{l2} (para as células de carga laterais) e F_{long} (para a célula de carga longitudinal). Essa é uma parte da bancada que está mantida em sua forma original.

O suporte para roda é transladado horizontalmente por meio de uma guia horizontal, conforme feito na bancada original. Como modificação, foi introduzida uma guia vertical para translação vertical do pneu, movimento originalmente propiciado por um mecanismo de quatro barras. No modelo multicorpos, uma carga vertical orientada positivamente em relação ao eixo z é imposta ao patim dessa guia vertical, sendo nomeada F_p .

A Fig. 4 contém uma vista que mostra alguns detalhes do suporte para roda modificado. Esse suporte contém três juntas de revolução, uma é responsável pelo ajuste do ângulo de deriva (identificada pelo número 2), uma é utilizada para ajustar o ângulo de cambagem (número 3) e a última é responsável pela rotação da roda (número 4). Na versão original

da bancada, o ajuste de ambos os ângulos era executado por meio de uma junta esférica, ao passo que o operador ajusta os ângulos a junta esférica é travada. Esse conceito funciona mas traz dificuldades, e.g. os dois ângulos são ajustados simultaneamente, o que implica em imprecisões. Por isso foi decidido separar o ajuste desses ângulos em duas juntas de revolução dedicadas.

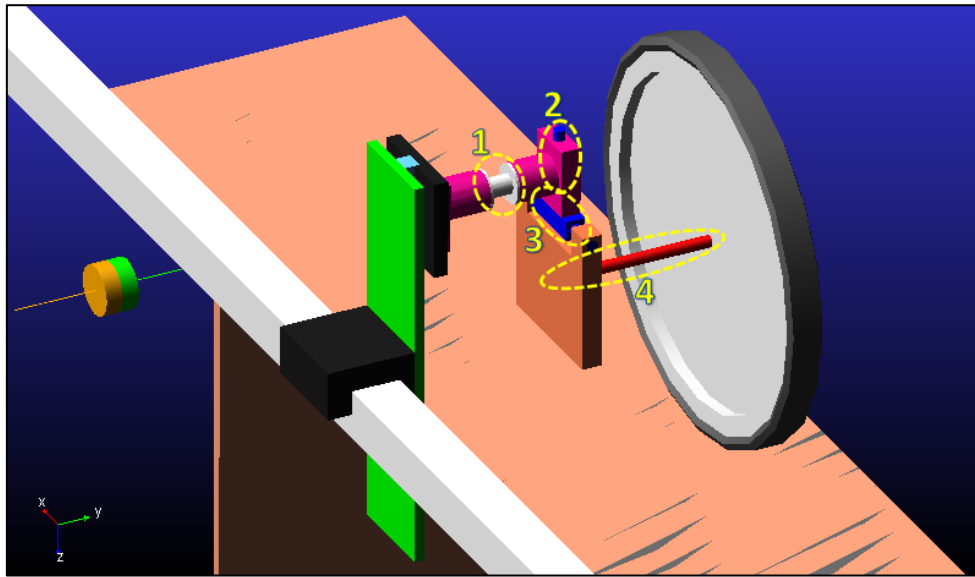


Figura 4. Detalhes das modificações no suporte para roda e sua célula de carga

Mais uma alteração foi a introdução de uma nova célula de carga no eixo do suporte para roda, ela é identificada na Fig. 4 pelo destaque número 1. Nessa bancada virtual modificada, é capaz de adquirir torques em x , y e z . Na bancada original, uma peça similar era capaz de medir torques apenas em z . A necessidade de adquirir torques em 3 direções é dada pelo fato de que os torques em x também estimulam as células de carga laterais da mesa, além disso o toque em y é relacionado à resistência a rolagem, que é um parâmetro interessante e importante a ser medido.

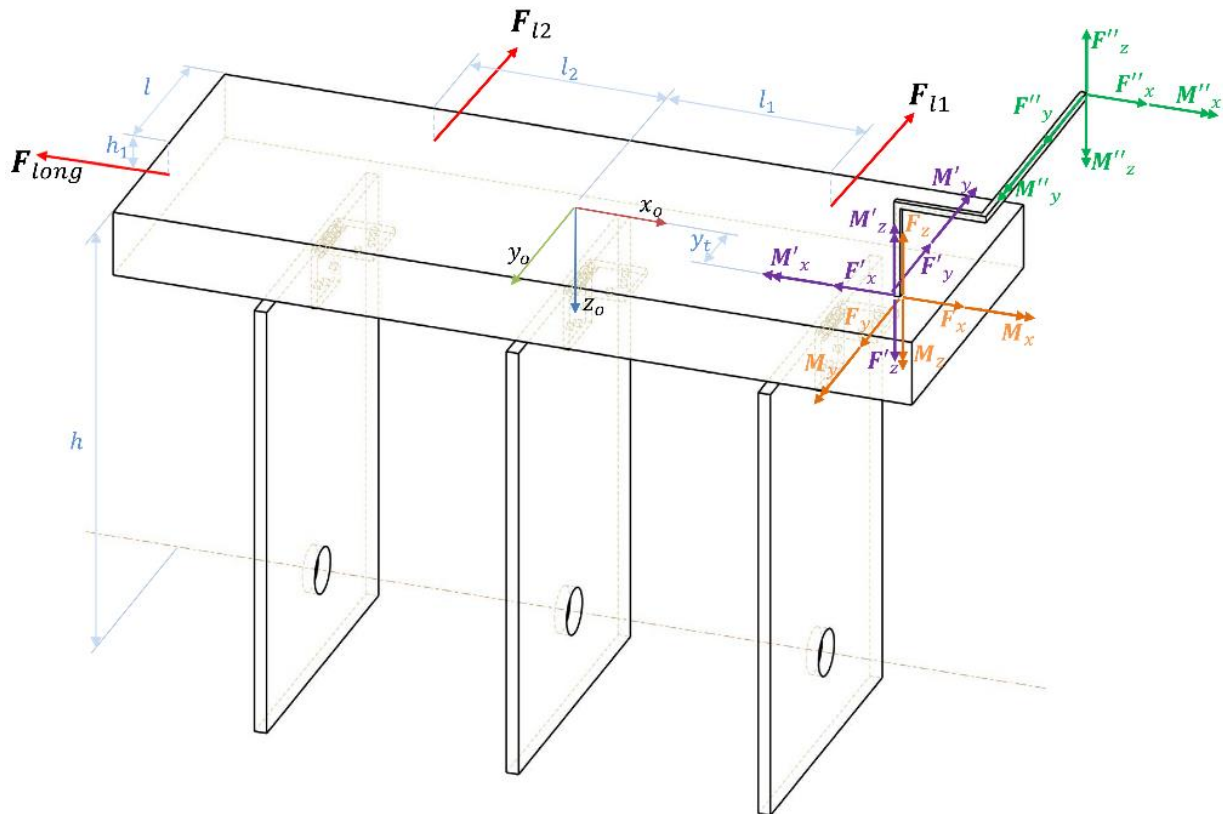


Figura 5. Forças e momentos importantes para a aquisição de dados sobre o contato pneu e pista.

Para gerar o sistema de equações dessa nova configuração da bancada de testes, é necessário estabelecer algumas de suas dimensões, assim como as direções das forças e momentos atuantes no pneu, na mesa e no suporte para roda, podendo ser observados nas Fig. 5 e 6. Como nessa bancada virtual a velocidade angular do pneu é imposta *a priori*, o conjunto pneu, roda e suporte para roda trabalha como um pórtico. As Fig. 5 e Fig. 6 não estão em escala real, a qual foi distorcida para mostrar alguns detalhes de uma maneira didática. Na Fig. 5 é possível identificar em vermelho as forças na mesa executadas pelas suas células de carga, em laranja, as forças e os momentos atuantes no pneu executadas pela mesa, assim como sua reação na mesa pode ser identificada em roxo. Por fim, em verde, é possível observar forças e momentos executados pela célula de carga do suporte para roda.

A Fig. 6 mostra um pequeno desalinhamento (definindo um ângulo θ) entre as juntas esféricas (embaixo) e de revolução (em cima) que suportam as pernas da mesa. Tal geometria causa uma força longitudinal resultante no tampo da mesa quando qualquer carga vertical é aplicada sobre este, excitando F_{long} .

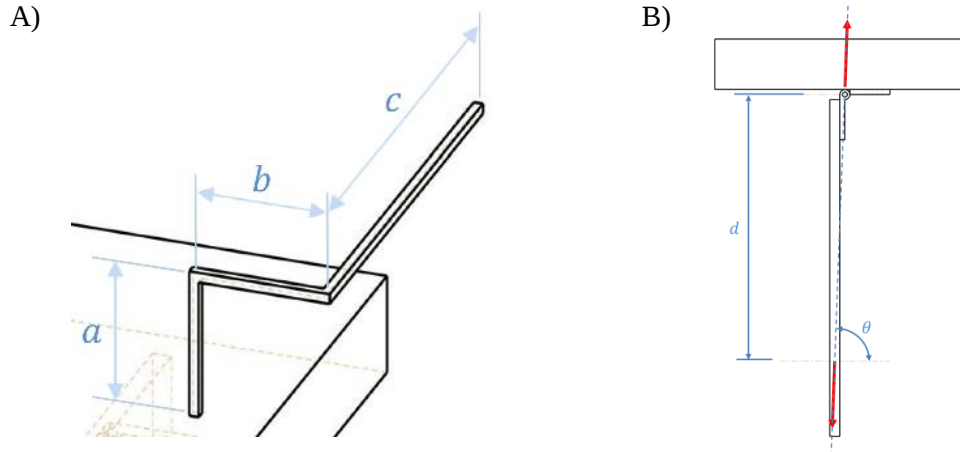


Figura 6. Pórtico análogo ao sistema pneu/roda/eixo do suporte para roda à esquerda, forças entre as juntas das pernas da mesa à direita.

Por fim, de acordo com as Leis de Newton, é possível correlacionar os sinais adquiridos pelas células de carga e as forças atuantes sobre o pneu seguindo o sistema de equações apresentado na Eq. (5).

$$\begin{Bmatrix} F_{long} \\ F_{l1} + F_{l2} \\ F_p \\ M_x'' \\ M_y'' \\ M_z'' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & \frac{d}{\tan(\theta)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-h}{h-h_1} & \frac{y_t}{h-h_1} & \frac{-1}{h-h_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a & c & -1 & 0 & 0 \\ -a & 0 & b & 0 & -1 & 0 \\ c & b & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} - m_t * g \quad (5)$$

Nesse sistema de equações, m_t é a massa total dos corpos suportados pelo atuador da guia vertical (incluindo roda e pneu) e g é a gravidade. Para obter as forças atuantes no pneu executadas pelo tampo da mesa, deve-se resolver o sistema para $\{F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z\}^T$. Para obter forças e momentos no pneu no referencial da Fig. 1, deve-se aplicar a matriz de rotação em torno de z considerando o ângulo de deriva.

4. RESULTADOS

As simulações foram executadas no software ADAMS/View. A parametrização do pneu empregado na bancada virtual corresponde a um pneu automotivo, tais parâmetros estão contidos no arquivo mdi_tire01.tir disponível na biblioteca do ADAMS/Tire. Entretanto as cargas verticais aplicadas são compatíveis com o âmbito dos robôs móveis (200N, 400N e 600N), assim temos uma tentativa de lidar com forças e momentos o mais próximo possível aos atuantes em pneus robóticos, mas utilizando uma parametrização genérica de pneu automotivo.

Os resultados das simulações a respeito da Força Longitudinal, da Força Lateral e do Momento de Alinhamento foram compilados nas Fig. 7, Fig. 8 e Fig. 9, respectivamente. Nessas três figuras, cada grandeza física foi calculada de três formas. É possível observar em linhas contínuas as grandezas calculadas em MATLAB por meio das Eq. (2), Eq. (3) e Eq. (4) e dos parâmetros do arquivo mdi_tire01.tir. Já os pontos assinalados por cruzes são fornecidos pela própria rotina do ADAMS/Tire, independentemente se o pneu simulado está em um cenário de bancada ou de fato em um cenário automotivo. Por fim, os pontos representados por círculos foram calculados por meio da Eq. (5) municiada pelos dados das células de carga virtuais e demais informações advindas da simulação da bancada.

As simulações de Força Longitudinal no ADAMS/View foram executadas com o escorregamento longitudinal determinado entre -100% e +100%, com incrementos de 20%, além de ângulos de deriva e cambagem nulos. Já as simulações de Força Lateral e Momento de Alinhamento no ADAMS/View foram executadas com o ângulo de deriva variando entre -20° e +20°, em incrementos de 5°, mantendo o escorregamento longitudinal e o ângulo de cambagem nulos.

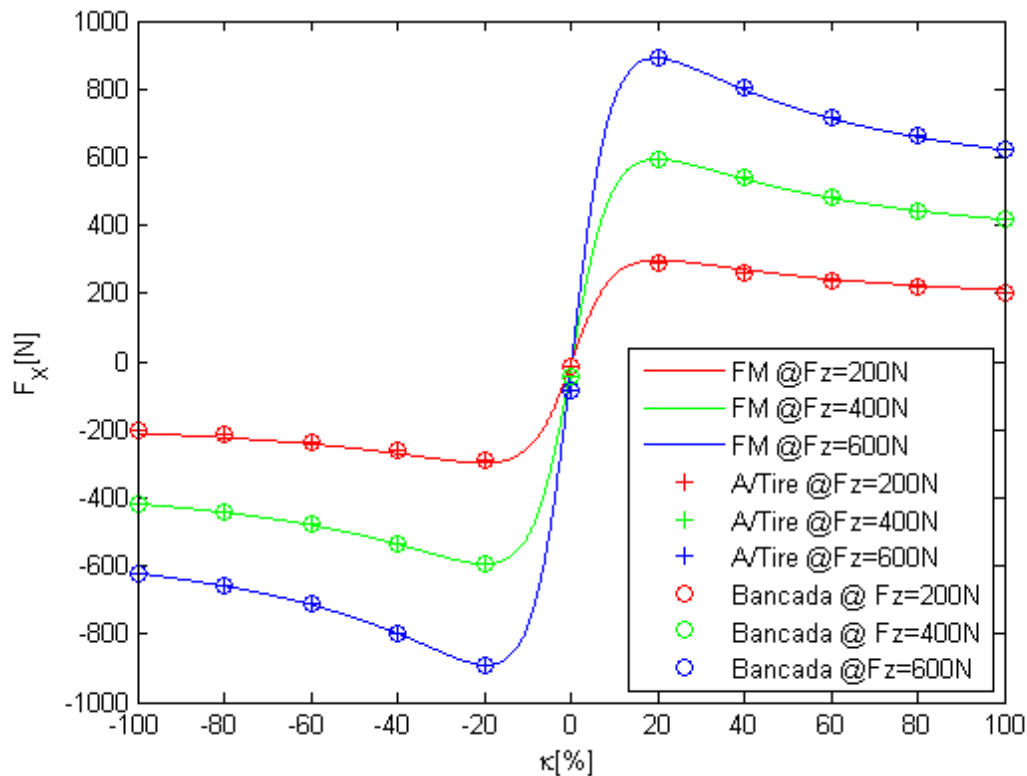


Figura 7. Resultados para simulação da Força Longitudinal

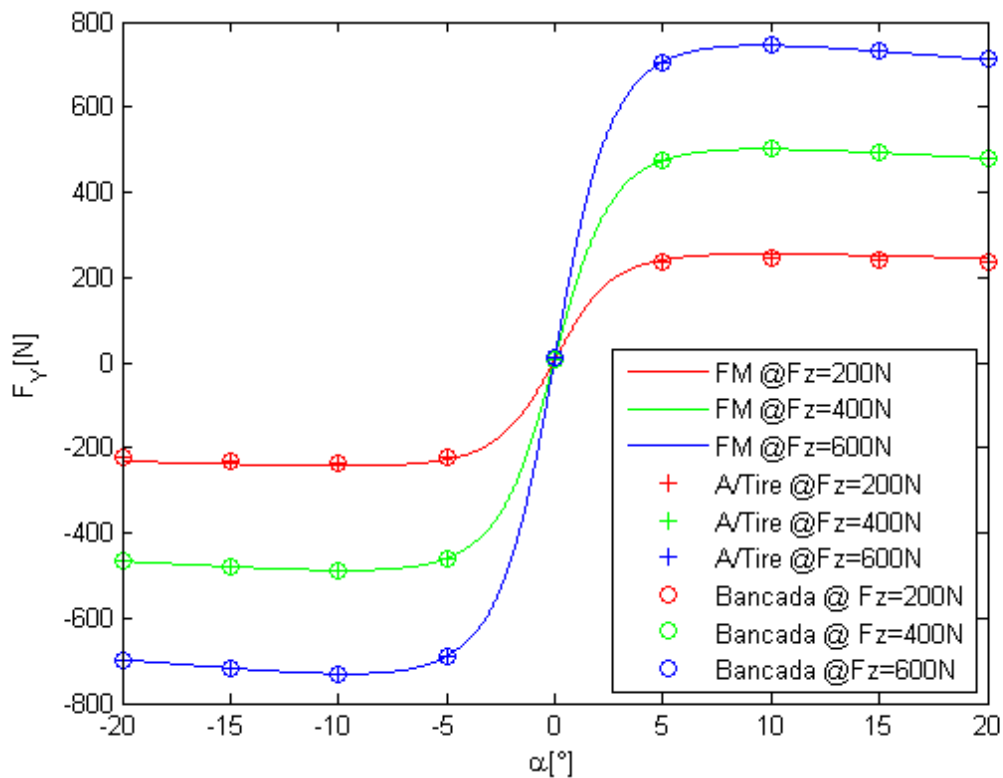


Figura 8. Resultados para simulação da Força Lateral

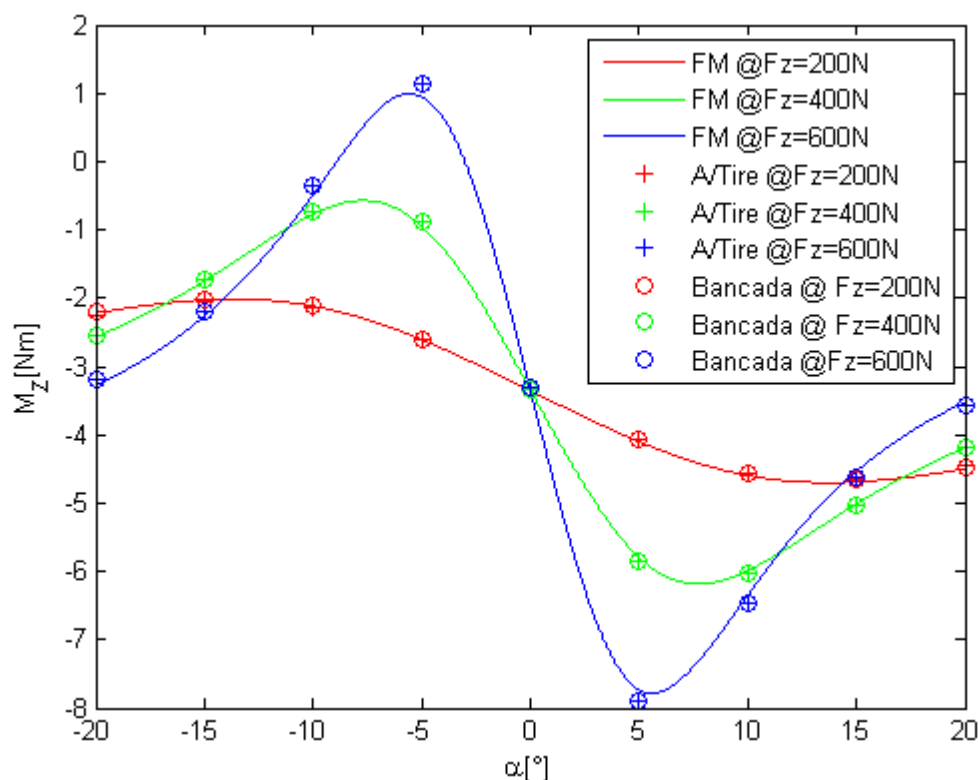


Figura 9. Resultados para simulação do Momento de Alinhamento

Desses resultados pode-se dizer que as curvas e pontos obtidos concordam entre si e com previsão de comportamento advinda da literatura. Obteve-se um pequeno decréscimo na capacidade da bancada simulada de prever o Momento de Alinhamento conforme a carga vertical foi aumentada. Entretanto, à medida que essa mesma carga decresce há uma discreta piora na capacidade da bancada simulada indicar o valor de Força Lateral. Mesmo com estas ressalvas, o comportamento do sistema é satisfatório, indicando a continuidade dos estudos sobre essa forma de configuração da bancada.

5. CONCLUSÕES

Verificando a vacância de processos de parametrização de pneus robóticos, este artigo propõe a modificação de uma bancada de testes para a parametrização de pneus pequenos. Esta pesquisa está no estágio de estudo de viabilidade, assim as modificações foram simuladas em ADAMS/View utilizando corpos rígidos e parâmetros de pneus automotivos com a finalidade de verificar se as modificações planejadas são consistentes.

Um sistema de equações foi criado para correlacionar o sinal das células de carga virtuais com as forças e os momentos atuantes no contato entre o pneu e o simulacro de pista. Os resultados advindos deste sistema de equações foram consistentes com os valores calculados utilizando a FM e com os valores calculados diretamente pela rotina do ADAMS/Tire. Tais resultados incentivam os autores a otimizar as alterações propostas e a nova célula de carga (focada na medição de momentos no eixo do suporte para roda) por meio de sua simulação como corpo flexível introduzido no modelo virtual da bancada em ADAMS/View.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer às instituições brasileiras Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (Capes) e Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio recebido.

7. REFERÊNCIAS

- Aliseichik, A. P. and Pavlovsky, V. E., 2015, "The model and dynamic estimates for the controllability and comfortability of a multiwheel mobile robot motion", Automation and Remote Control, Vol. 76, No. 4 pp. 675-688.
- Bakker, E., Nyborg, L. and Pacejka, H.B., 1987, "Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies", SAE Technical Paper, Vol. 870421, pp. 1-15.
- Bakker, E., Pacejka, H.B., Lidner, L., 1989, "A new tire model with an application in vehicle dynamics studies", SAE Technical Paper, Vol. 890087, pp. 101-113.

- Bayar, G., Koku, A.B. and Konukseven, E.I., 2015 “Dynamic modeling and parameter estimation for traction, rolling, and lateral wheel forces to enhance mobile robot trajectory tracking” *Robotica*, Vol. 33, No. 10 pp. 2204-2220.
- Castellví, M.C., 2011 “Benchmark of tyre models for mechatronic application”, Master Thesis, University of Cranfield, Cranfield.
- Dąbek, P. and Trojnecki, M., 2015, “Requirements for tire models of the lightweight wheeled mobile robots”, *Mechatronics: Ideas, Challenges, Solutions and Applications*, Warsaw, Poland, pp 33-51.
- Dąbek, P. and Trojnecki, M., 2016, “Tire Models for Studies of Wheeled Mobile Robot Dynamics on Rigid Grounds—A Quantitative Analysis for Longitudinal Motion”, *International Conference on Systems, Control and Information Technologies*, Warsaw, Poland, pp. 1-16.
- Doria, A., Tognazzo, M., Cusimano, G., Bulsink, V., Cooke, A. and Koopman, B., 2013, “Identification of the mechanical properties of bicycle tyres for modelling of bicycle dynamics”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51, No. 3, pp. 405-420.
- Dressel, A. and Rahman, A., 2012, “Measuring sideslip and camber characteristics of bicycle tyres” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, No. 8, pp. 1365-1378.
- Ghasemi, M., Nersesov, S.G. and Clayton, G., 2014, “Finite-time tracking using sliding mode control”, *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 351, No. 5, pp. 2966-2990.
- Khan, H., Iqbal, J., Baizid, K. and Zielinska, T. 2015, “Longitudinal and lateral slip control of autonomous wheeled mobile robot for trajectory tracking”, *Frontiers of Information Technology & Electronic Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 166-172.
- Lucet, E., Lenain, R. and Grand, C., 2015, “Dynamic path tracking control of a vehicle on slippery terrain”, *Control Engineering Practice*, Vol. 42, pp. 60-73.
- Mohammadi, F. 2012, “Tire characteristics sensitivity study”, Master Thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg.
- Pacejka, H.B., 2012, “Tire and Vehicle Dynamics”. Ed. Elsevier, Oxford, Great Britain, 632 p.
- Silva, L. C. A., Dedini, F. G., Corrêa, F. C., Eckert, J. J. and Becker, M., 2016, “Measurement of wheelchair contact force with a low cost bench test”, *Medical Engineering & Physics*, Vol. 38, No. 2, pp. 163-170.
- Silva, L. C. A., Corrêa, F. C., Eckert, J. J., Santiciolli, F. M. and Dedini, F. G., 2017, “A lateral dynamics of a wheelchair: identification and analysis of tire parameters”, *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, Vol. 20, No. 3, pp. 332-341.
- Tian, Y. and Sarkar, N., 2014, “Control of a mobile robot subject to wheel slip”. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, Vol. 74, No. 3-4, pp. 915-929.
- Uil, R.T., 2007, “Tyre models for steady-state vehicle handling analysis”, Master Thesis, Eindhoven University of Technology, Eindhoven.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

VIRTUAL DESIGN OF BENCH FOR PARAMETRIZATION OF TIRE MODEL WITH APPLICATION IN ROBOTICS

Fabio Mazzariol Santiciolli, fabio.santiciolli@fatec.sp.gov.br¹
Rodrigo Yassuda Yamashita, rodrigo.yamashita@gmail.com²
Jony Javorski Eckert, javorski@fem.unicamp.br²
Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva, ludmila@fem.unicamp.br²
Franco Giuseppe Dedini, dedini@fem.unicamp.br²

¹Faculdade de Tecnologia de Campinas, Av. Cônego Antônio Roccato, 593 - Jardim Santa Monica, Campinas - SP, 13082-015.

²Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, R. Mendeleyev, 200 - Cidade Universitária, Campinas - SP, 13083-860

Abstract. *The number of applications with mobile robots has increased over the last few years. Mobile robots such as standalone wheelchairs and robotic medical assistants are now on sale or are in the final stages of development. Following Industry 4.0 guidelines, the use of standalone pallets and forklifts in industrial plants and warehouses will be intensive in the coming years. By approaching the architecture of the machines, it is common for mobile platforms to use wheels and tires to make contact with the surface on which they move. Consequently, it is essential to know the dynamic model of the tires for the execution of the optimum design of mobile robots. The automotive industry and the academy have already developed well-established tire models, e.g. CDTire, Tmeasy, Ftire. These models, in general, require parameterization of tire samples by means of tests on machines designed for automotive dimensions. One could say that, however, the same degree of development has not been achieved for smaller tires that are compatible with most of the ground robots. In this context, the present article argues that it is possible to carry out the parameterization of the Pacejka drivability equations of tires that are smaller than the automotive ones. For this, it is demonstrated the virtual design in multicomponent dynamics software (MSC/ADAMS) of a workbench capable of acquiring data about the forces involved in the contact between tire and tread, and how these data correlate with the model proposed by Pacejka.*

Keywords: *Robotic tires, Parameters of Pacejka Equations, Parameterization Bench*