

AValiação DOS BENEFÍCIOS DO CONTROLE DO ESTERÇAMENTO TRASEIRO PARA A DIRIGIBILIDADE DE UM VEÍCULO

Gabriel Yuji Borges Hamano¹; Fernando Malvezzi²

¹ Aluno de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. *Com a definição de metas para reduzir o número de mortes e lesões no trânsito até 2030, foram estabelecidos requisitos e padrões para equipamentos de segurança essenciais em veículos, incluindo tecnologias capazes de salvar vidas. Sistemas de controle ativos, como o esterçamento ativo nas rodas traseiras (ARS – Active Rear-Wheel Steering), têm se mostrado eficazes em melhorar a estabilidade e segurança veicular, ajustando o ângulo das rodas traseiras para otimizar a direção em altas velocidades, contribuindo para a redução de riscos e para o aumento da segurança e do conforto nas vias públicas. Modelos matemáticos da dinâmica veicular têm sido utilizados para analisar o desempenho desses sistemas e entender melhor o comportamento do veículo. Neste contexto, esta pesquisa teve como objetivo empregar modelos matemáticos para simulação da dinâmica veicular e avaliar os benefícios do controle de esterçamento traseiro. Utilizando simulações para analisar a dinâmica veicular e a estabilidade por meio da manobra normalizada ISO 3888-2, os resultados obtidos mostraram que o ARS permitiu uma condução mais suave e controlada, com redução das acelerações laterais, da taxa de guinada e do ângulo de rolagem da carroceria do veículo, contribuindo para a dirigibilidade e a segurança do condutor e dos passageiros. A pesquisa também apresentou a amplitude do ângulo de esterçamento traseiro necessária para gerar o momento de guinada corretivo, o que pode ser uma limitação do sistema ARS.*

Introdução

De acordo com o Relatório Global sobre a Situação da Segurança Rodoviária 2023 (*Global Status Report on Road Safety 2023*), que detalha em escala global os acidentes de trânsito e o progresso na implementação de leis, estratégias e ações para reduzi-los ao redor do mundo, foi estabelecido o objetivo de reduzir pela metade as mortes e lesões no trânsito até 2030. Visando essa meta, foram especificados requisitos e padrões para equipamentos de segurança essenciais em veículos, incluindo tecnologias capazes de salvar vidas presentes nos modelos mais novos vendidos.

Nesse âmbito, em 2024, no Brasil, entrou em vigor a norma que exige que os veículos novos sejam equipados com controle eletrônico de estabilidade (ESC – *Electronic Stability Control*), além de outros dispositivos de segurança, conforme a resolução nº 799 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN, 2020). O ESC é um sistema avançado projetado para prevenir a perda de controle do veículo em situações críticas, como manobras bruscas e curvas em aceleração lateral elevadas. O funcionamento do ESC baseia-se em sensores e atuadores que monitoram e assistem ou executam automaticamente comandos no veículo, melhorando a segurança, o desempenho e o conforto na condução. O sistema analisa dados fornecidos pela unidade de controle central, incluindo o movimento do volante, a inclinação do veículo e a velocidade. A atuação do ESC é feita por meio do freio, que aplica um momento de guinada corretivo no carro, reestabelecendo a trajetória do veículo e evitando a perda de aderência ou derrapagem (Chatzikomis *et al.*, 2014).

Além do controle eletrônico de estabilidade, os sistemas ativos de esterçamento têm desempenhado um papel cada vez mais significativo na melhoria da estabilidade e segurança dos veículos (Zhang *et al.*, 2023, Malvezzi *et al.*, 2022, 2015, 2014). Esses sistemas de direção podem ser classificados em três tipos: esterçamento ativo nas rodas dianteiras (AFS – *Active Front-Wheel Steering*), esterçamento ativo nas rodas traseiras (ARS – *Active Rear-Wheel Steering*) e esterçamento ativo nas quatro rodas (4WS – *Active Four-Wheel Steering*).

Zhang *et al.* (2023) propõe que, ao serem comparados, o ARS é o mais adequado para o controle ativo de veículos devido às suas características únicas, que melhoram e aprimoram a estabilidade e a segurança ativa dos veículos. O ARS ajusta o ângulo de direção das rodas traseiras com base no estado de movimento do veículo, permitindo que a taxa de guinada e o ângulo de deslizamento lateral acompanhem seus valores ideais. Isso melhora a sensibilidade da direção e equilibra a segurança ativa e a estabilidade em altas velocidades, sem interferir no comportamento do condutor. Ainda de acordo com Zhang *et al.* (2023), ao contrário do AFS, que pode resultar em desconforto na condução devido às variações no *feedback* da direção, o ARS proporciona uma experiência de direção mais natural e intuitiva. Além disso, o ARS é mais viável em termos de custo e complexidade em comparação ao 4WS.

Nesse contexto, a modelagem do sistema que envolve a estabilidade veicular está principalmente relacionada às forças laterais e à guinada do veículo. No entanto, outras parcelas dinâmicas também influenciam o movimento e podem ser incorporadas para aumentar a representatividade e a complexidade do modelo. Em essência, pode-se inferir que modelos mais complexos, com muitos graus de liberdade, se aproximam mais da representação real do veículo, mas exigem um alto custo computacional (Souza, 2023). Por outro lado, modelos mais simples, com poucos graus de liberdade, representam comportamentos específicos com baixo custo computacional e são mais propensos à linearização, o que é vantajoso para a otimização de modelos.

A estabilidade veicular é um dos principais focos dos sistemas de controle automotivo, pois está diretamente relacionada à segurança e ao conforto dos usuários. Sendo assim, este trabalho tem como objetivo estudar a dinâmica veicular para avaliar os benefícios do controle do esterçamento traseiro na dirigibilidade e estabilidade de um veículo. Para tanto, serão realizadas co-simulações do comportamento de um veículo integrando modelos dos programas CarSim e Matlab/Simulink.

Material e Métodos

A metodologia adotada para atingir os objetivos desta pesquisa inclui as seguintes etapas: elaboração de um modelo de dinâmica veicular com dois graus de liberdade (2 GdL) para o desenvolvimento do algoritmo de controle de esterçamento traseiro, seguida pela simulação do comportamento dinâmico do veículo utilizando o referido algoritmo integrado ao modelo do veículo completo (*full vehicle model*) do programa Carsim.

O modelo de veículo de 2 GdL (velocidade de guinada e aceleração lateral do veículo) empregado para determinar o ângulo de esterçamento traseiro foi implementado no programa Matlab/Simulink e o valor desse ângulo foi exportado ao programa Carsim.

O programa comercial CarSim possibilita a simulação e análise do comportamento de veículos em resposta a entradas de direção, frenagem e aceleração, entre outras variáveis. O programa dispõe de um banco de dados abrangente, que inclui diversos veículos e procedimentos de teste. O modelo multicorpos do veículo possui 16 graus de liberdade, 32 corpos e modelos matemáticos não lineares para os pneus e amortecedores (MSC, 2024). Neste estudo, os parâmetros utilizados nas simulações são compatíveis com um veículo classe C, e estão listados na Tabela 1. Com o Carsim, foram obtidos os resultados das simulações do comportamento dinâmico do veículo, apresentados em gráficos das variáveis: ângulo de esterçamento do volante, aceleração lateral, velocidade de guinada, ângulo de rolagem, ângulo de esterçamento traseiro e velocidade longitudinal, todas no domínio do tempo.

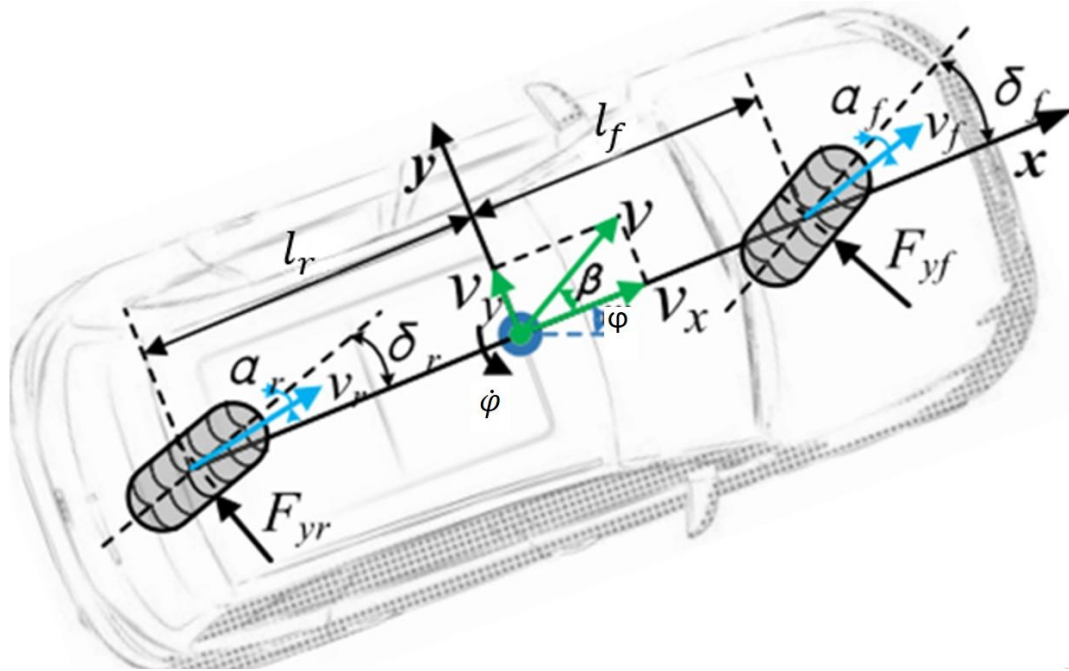
O modelo de veículo de 2 GdL, também conhecido como modelo bicicleta (*bicycle model* ou *single track*), é amplamente utilizado como referência para o projeto de controladores do sistema de direção do veículo, sendo uma modelagem consolidada. De acordo com Smith e Starkey (1995), tanto a teoria quanto os experimentos demonstram que os controladores baseados no modelo de veículo 2 GdL são capazes de operar de forma eficaz, representando o processo físico real do sistema de esterçamento do veículo.

Tabela 1 – Nomenclatura e dimensões dos parâmetros utilizados.

Símbolo	Nomenclatura	Ves	Unidades
C_f	Cornering stiffness do eixo dianteiro (2 pneus)	218411	N/rad
C_r	Cornering stiffness do eixo traseiro (2 pneus)	151261	N/rad
i_{dir}	Relação de direção	18,43	
l_f	Distância entre o CG e o eixo dianteiro	1015	mm
l_r	Distância entre o CG e o eixo traseiro	1895	mm
m	Massa total do veículo	1413	kg

Neste modelo, as forças atuantes nos dois pneus de um mesmo eixo, na direção de cada eixo coordenado (x e y), são somadas e aplicadas em um único pneu hipotético, localizado no centro desse eixo, como mostrado na Figura 1.

Figura 1 – Vista superior do modelo 2 GdL de dinâmica lateral de veículo.



Adaptado de Zhang *et al.* (2023)

Com base na representação do modelo bicicleta (Figura 1), que considera a aceleração lateral e a guinada, foi gerada a equação para a dinâmica lateral do veículo, descrita a partir do princípio fundamental da dinâmica, conforme mostrado na equação (1).

$$ma_y = F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr} \cos \delta_r \quad (1)$$

Sendo m a massa do veículo, F_{yf} e F_{yr} as forças laterais entre os pneus e o pavimento nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. Os ângulos δ_f e δ_r correspondem, respectivamente, ao esterçamento das rodas dianteira e traseira do veículo.

Para curvas de grande raio, δ_f e δ_r são pequenos, de modo que, $\cos \delta_f \approx 1$ e $\cos \delta_r \approx 1$. Portanto, o somatório de forças na direção y é obtido pela equação (2).

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (2)$$

As forças laterais do pneu F_{yi} estão relacionadas ao *cornering stiffness* C_i (N/rad) dos pneus. Para simplificar o modelo do pneu, considerou-se um comportamento linear (Fnadi et al., 2021), conforme expresso nas equações (3) e (4).

$$\begin{cases} F_{yf} = C_f \alpha_f & (3) \\ F_{yr} = C_r \alpha_r & (4) \end{cases}$$

A partir das disposições do sistema de coordenadas, as expressões para o ângulo de deriva (α) dos pneus correspondentes às rodas dianteiras e traseiras podem ser obtidas pelas equações (5) e (6).

$$\begin{cases} \alpha_f = \frac{l_f \dot{\phi} + v_y}{v_x} - \delta_f = -\frac{l_f \dot{\phi}}{v_x} - \beta + \delta_f & (5) \\ \alpha_r = \frac{v_y - l_r \dot{\phi}}{v_x} - \delta_r = -\beta + \frac{l_r \dot{\phi}}{v_x} + \delta_r & (6) \end{cases}$$

A partir da Figura 1, obtêm-se as relações cinemáticas e geométricas apresentadas nas equações de (7) a (10).

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v_y}{v_x} \approx \beta \quad (7)$$

Sendo a aceleração lateral a_y do veículo, composta pela componente de aceleração \dot{v}_y e pela aceleração centrípeta $v_x \dot{\phi}$ da aceleração do veículo ao longo do eixo y , pode ser descrita como:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \dot{\phi} \quad (8)$$

Sendo $\dot{\phi}$ a velocidade de guinada do veículo.

A partir da derivada da expressão (7) é possível obter \dot{v}_y , conforme (9).

$$\dot{v}_y = \dot{v}_x \beta + v_x \dot{\beta} \Rightarrow \dot{v}_y = v_x \dot{\beta} \quad (\dot{v}_x = 0) \quad (9)$$

Sendo assim, obtêm-se equação da aceleração lateral em termos de v_x , $\dot{\beta}$ e $\dot{\phi}$ (equação 10).

$$a_y = v_x (\dot{\beta} + \dot{\phi}) \quad (10)$$

Dessa forma, ao substituir as equações (3), (4), (5), (6) e (10) na equação (2), obtêm-se:

$$m v_x (\dot{\beta} + \dot{\phi}) = C_f \left(-\frac{l_f \dot{\phi}}{v_x} - \beta + \delta_f \right) + C_r \left(-\beta + \frac{l_r \dot{\phi}}{v_x} + \delta_r \right) \quad (11)$$

Isolando δ_r , vem:

$$\delta_r = \beta + \left(\beta - \frac{\delta}{i_{dir}} \right) \frac{C_f}{C_r} + \dot{\phi} \left(\frac{C_f l_f - C_r l_r + m v_x^2}{C_r v_x} \right) + \frac{m v_x \dot{\beta}}{C_r} \quad (12)$$

Na equação (12), o esterçamento dos pneus dianteiros (δ_f) estão definidos pela razão entre o esterçamento do volante (δ) e a relação de direção (i_{dir}): $\delta_f = \frac{\delta}{i_{dir}}$.

A abordagem empregada para controle do esterçamento traseiro consiste em adotar o ângulo de deriva do veículo nulo ($\beta = 0$), conforme Sohn *et al.* (2011)¹, tal que:

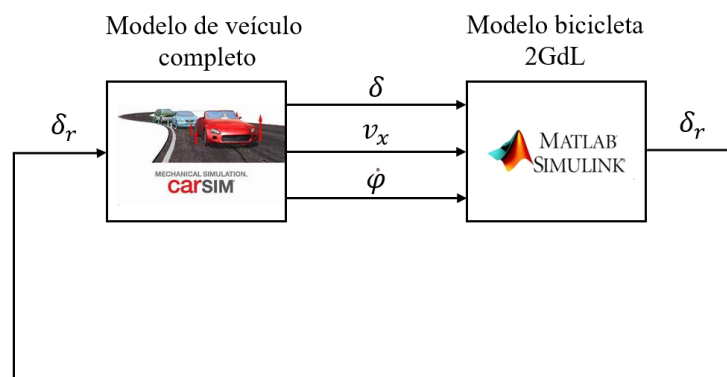
$$\delta_r = -\delta \left(\frac{C_f}{C_r l_{dir}} \right) + \dot{\varphi} \left(\frac{C_f l_f - C_r l_r + m v_x^2}{C_r v_x} \right) \quad (13)$$

O resultado obtido expressa o ângulo de esterçamento traseiro (δ_r) em função da velocidade longitudinal (v_x), da taxa de guinada ($\dot{\varphi}$) e do esterçamento do volante do veículo (δ), além dos parâmetros dos pneus e da massa do veículo. Nesse contexto, C_f e C_r representam os *cornering stiffness* dos pneus dos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. Assim, o *cornering stiffness* de um dado pneu deve ser multiplicado por dois para ser aplicado na equação (13). Além disso, a equação apresentada foi multiplicada por um ganho determinado de forma empírica, o qual proporcionou os melhores resultados.

A manobra empregada na comparação entre os dois modelos de veículos considerados (modelo sem controle de esterçamento traseiro e o modelo com controle de esterçamento traseiro) simula a mudança de faixa de forma a evitar um impacto iminente, baseada na manobra normalizada denominada *Double Lane Change* (ISO 3888-2). Nesta manobra, o veículo se desloca em movimento retilíneo uniforme, quando é aplicado um esterçamento brusco no volante, alterando sua trajetória para a faixa adjacente, o que provoca uma mudança repentina de direção. Após essa mudança, o veículo deve retornar à faixa de origem, sem sair da pista ou perder a estabilidade. Esta manobra é comumente empregada para avaliar a dirigibilidade e a estabilidade de um veículo em situações que exigem um esterçamento repentino, além de permitir a avaliação de sistemas de controle de estabilidade sob condições de direção extremas (Gillespie, 2021).

A equação (13) foi implementada em uma rotina de cálculos no programa Matlab/Simulink, e o valor calculado do esterçamento traseiro foi exportado ao programa de dinâmica veicular CarSim para avaliação do desempenho do veículo durante a manobra *Double Lane Change*. A velocidade longitudinal (v_x), a taxa de guinada ($\dot{\varphi}$) e o esterçamento do volante do veículo (δ) foram calculados com o programa Carsim e importados pelo modelo de 2 GdL no ambiente Matlab/Simulink, conforme ilustra a Figura 2.

Figura 2 – Fluxograma da co-simulação entre os programas Carsim e Matlab/Simulink



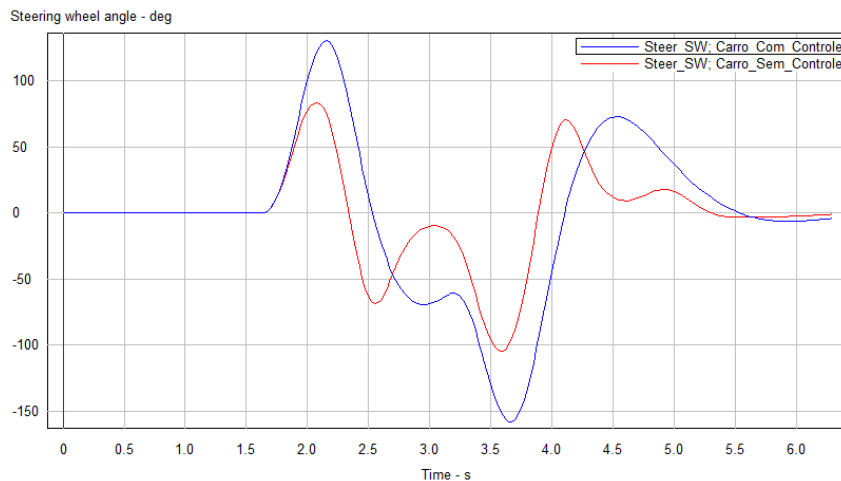
¹ Nesta pesquisa foi avaliada a abordagem de Sohn *et al* para definição do ângulo de esterçamento traseiro (δ_r), que considera o ângulo β nulo. Em trabalhos futuros, serão consideradas outras referências para definição do ângulo δ_r .

Resultados e Discussão

Com base na análise da manobra de *Double Lane Change* (DLC), considerando o veículo trafegando a 120 km/h, foram comparados os comportamentos dinâmicos dos veículos com e sem controle de esterçamento traseiro, por meio da simulação realizada com o programa CarSim.

O gráfico 1 apresenta a comparação do ângulo de esterçamento do volante entre os cenários: veículo equipado com sistema de controle de esterçamento traseiro ativo e outro sem o controle.

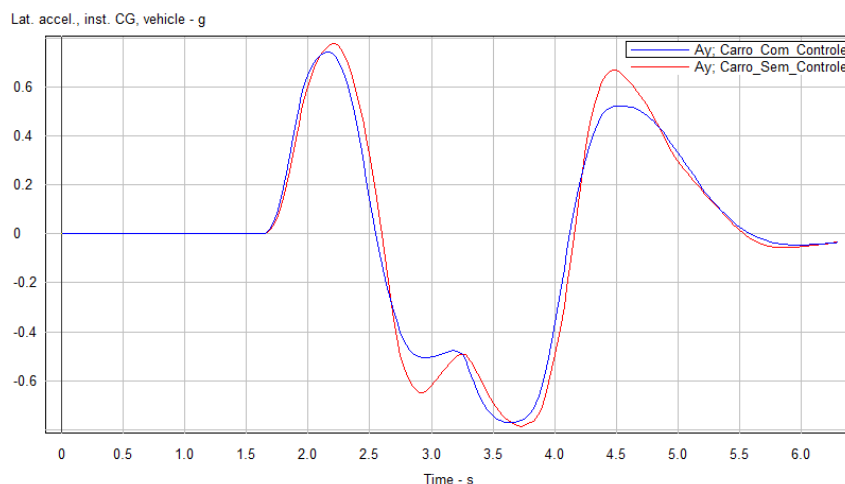
Gráfico 1 – Esterçamento do volante na manobra *Double Lane Change*



O comportamento observado dos dois veículos sugere que, para o veículo controlado, houve a necessidade de um esterçamento maior do volante para realizar a manobra. Por outro lado, a curva do veículo não controlado apresenta uma maior quantidade de picos com uma frequência maior, indicando que, para a mesma manobra, o condutor precisou realizar ajustes mais abruptos na direção. Nesse sentido, o controle proporcionou uma condução mais previsível e segura.

O gráfico 2 apresenta as acelerações laterais dos veículos durante a execução da manobra DLC, evidenciando as variações nas forças laterais ao longo do tempo para cada veículo.

Gráfico 2 – Aceleração lateral em função do tempo

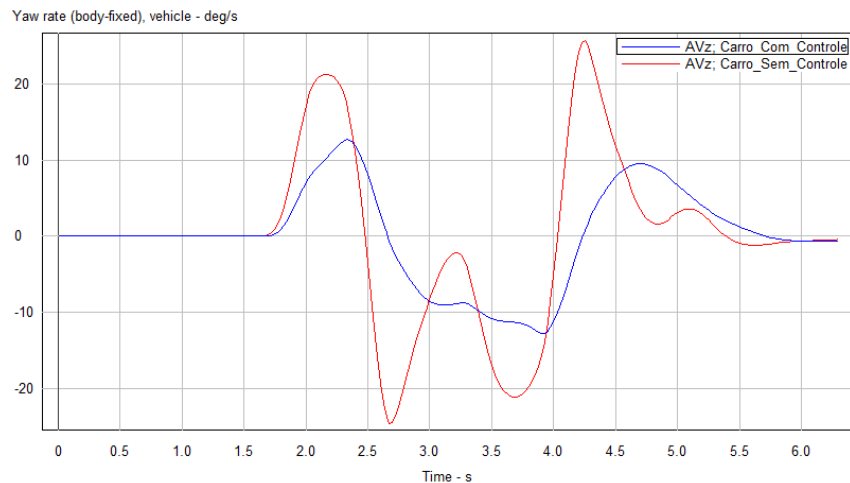


O gráfico de acelerações laterais, ao comparar os dois veículos, revela que o veículo controlado apresentou uma leve redução nas acelerações laterais em relação ao veículo não controlado. Essa redução sugere que as forças laterais exercidas sobre os pneus e a carroceria foram

atenuadas, o que, por sua vez, contribui para a diminuição do risco de instabilidade lateral e derrapagem, garantindo a segurança do veículo e contribuindo para a dirigibilidade.

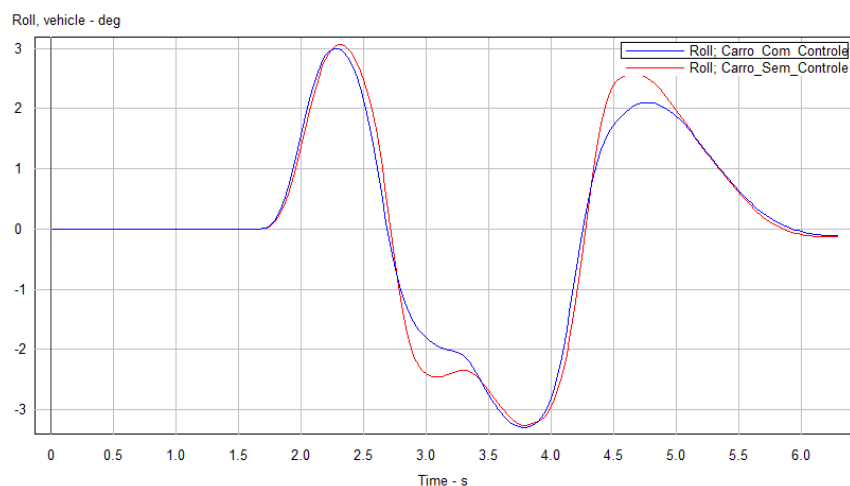
O gráfico 3 exibe a velocidade de guinada dos veículos durante a execução da manobra.

Gráfico 3 – Velocidade de guinada em função do tempo



Analisando o gráfico de velocidade de guinada, é possível observar que o veículo controlado apresentou uma redução significativa na taxa de guinada em relação ao não controlado. Essa diminuição indica que o sistema de controle foi eficaz em moderar os movimentos de guinada excessiva, resultando em um comportamento mais previsível e reduzindo o risco de instabilidade, o que, potencialmente, melhora a segurança do veículo.

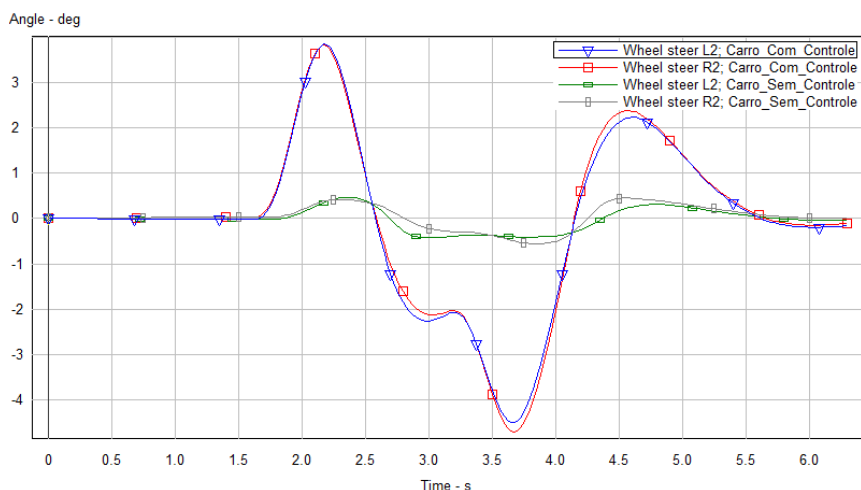
Gráfico 4 – Ângulo de rolagem em função do tempo



O gráfico 4 apresenta o ângulo de rolagem dos veículos durante a execução da manobra, indicando que o veículo controlado apresentou uma leve redução no ângulo de rolagem em comparação ao não controlado. Essa diminuição de movimentos da carroceria transmite segurança ao condutor, e proporciona uma distribuição mais equilibrada das forças verticais entre os pneus do lado interno e externo à curva.

O gráfico 5 apresenta a variação do ângulo de esterçamento traseiro ao longo do tempo, comparando os desempenhos de veículos com e sem o sistema de controle ativo.

Gráfico 5 – Esterçamento traseiro em função do tempo

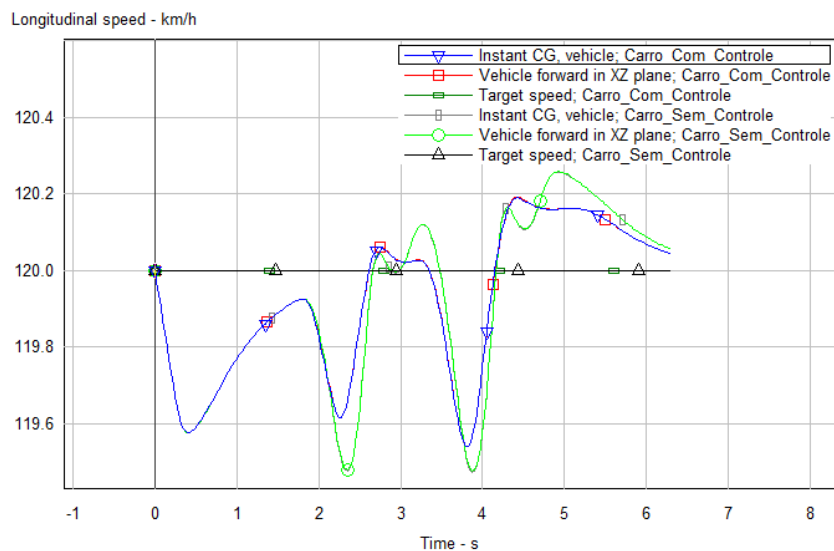


Ao analisar o gráfico do esterçamento traseiro, nota-se que, no veículo não controlado, há um leve esterçamento das rodas traseiras. Isso ocorre devido à deformação das buchas do sistema de suspensão durante as curvas. Já o veículo controlado apresenta um ângulo de esterçamento mais proeminente devido à atuação do sistema ativo durante a manobra, contribuindo para a dirigibilidade do veículo.

Vale ressaltar que o esterçamento traseiro permaneceu abaixo do ângulo máximo pré-estipulado, de ± 8 graus, indicando que a atuação do sistema ficou dentro dos limites de esterçamento disponíveis, sem exigir o máximo potencial do controle.

O gráfico 6 apresenta o comportamento da velocidade longitudinal do veículo ao longo do tempo, comparando os desempenhos de ambos os veículos.

Gráfico 6 – Velocidade longitudinal em função do tempo



A partir do gráfico, observa-se que essas variações foram inferiores a 0,6 km/h, e dessa forma, ambos os veículos mantiveram velocidades praticamente constantes ao longo da trajetória.

Conclusões

As análises realizadas indicaram que o veículo equipado com sistemas de controle ativo apresentou um resultado promissor em seu comportamento dinâmico em comparação ao veículo sem sistema de controle. Essa melhoria foi refletida no melhor acompanhamento da taxa de guinada desejada e da aceleração lateral, resultando em uma resposta mais estável e controlada, sem reduzir a velocidade ou comprometer a dirigibilidade do veículo.

Sendo assim, este estudo evidenciou os benefícios da intervenção do sistema de controle de esterçamento traseiro, que proporcionou uma resposta mais suave e estável ao veículo.

No entanto, é importante ressaltar que, apesar dos benefícios observados, outras abordagens para definição do ângulo de esterçamento traseiro devem ser avaliadas.

Associado à esta temática, visando dar continuidade à pesquisa, é importante investigar a contribuição de diferentes estratégias de controle (e a integração entre elas) no desempenho do sistema de esterçamento traseiro, especialmente em condições extremas de condução. Além disso, estudos futuros podem explorar a adaptação do sistema a diferentes tipos e condições de pavimento, visando a melhoria contínua da segurança e desempenho dinâmico.

Referências Bibliográficas

- Chatzikomis, C. I.; Spentzas, K. N. (2014). Comparison of a vehicle equipped with Electronic Stability Control (ESC) to a vehicle with Four Wheel Steering (4WS), *Forschung im Ingenieurwesen*, **77** 3-4, <https://doi.org/10.1007/s10010-014-0172-z>.
- Conselho Nacional de Trânsito (Brasil). Resolução nº 799, de 22 de outubro de 2020. <https://www.gov.br/transportes/pt-br/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/Resolucao7992020.pdf>. Acesso em: julho de 2024.
- Fnadi, M. et al. (2021). Constrained Model Predictive Control for dynamic path tracking of a bi-steerable rover on slippery grounds. *Control Engineering Practice*, **107** 104693–104693, <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104693>.
- Gillepsie, T. D. et al. (2021). *Fundamentals of Vehicle Dynamics* 2nd ed. Warrendale. Pennsylvania.
- ISO 3888-2 (2011). Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 2: Obstacle avoidance. 1st ed. Genebra: International Organization for Standardization. <https://www.iso.org/standard/57253.html>. Acesso em: agosto de 2024.
- Malvezzi, F.; Hess Coelho, T. A.; Orsino, R. M. M. (2022). Feasibility and performance analyses for an active geometry control suspension system for over-actuated vehicles. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **44**, 178, <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03448-4>.
- Malvezzi, F.; Hess Coelho, T. A. (2015). Singularity and Workspace Analyses of a 3-DOF Parallel Mechanism for Vehicle Suspensions. *Mechanisms and Machine Science*. 1st ed. Springer International Publis., **31**, 311-319, https://doi.org/10.1007/978-3-319-17067-1_32.
- Malvezzi, F.; Hess Coelho, T. A. (2014). Topological Synthesis of a Novel Parallel Mechanism for Vehicle Rear Suspensions. *Mechanisms and Machine Science*. 1st ed.: Springer Netherlands, **17**, 33-40, https://doi.org/10.1007/978-94-007-7485-8_5.
- Mechanical Simulation Corporation (2017). CarSim. Ann Arbor, MI. <https://www.carsim.com/>. Acesso em: 25 jul. 2024.
- Smith, D. E.; Starkey, J. M. (1995). Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison. *Vehicle System Dynamics*, **24** 163–181. <https://doi.org/10.1080/00423119508969086>
- Sohn, J.; Park, S. (2011). Comparison of vehicle handling performance between the passive and active vehicles with variable camber suspension. *MULTIBODY DYNAMICS 2011, ECCOMAS Thematic Conference*, 4-7. <http://myweb.pknu.ac.kr/multidyna>.

- Souza, I. (2023). Estudo comparativo de modelos de pneus para aplicação em sistemas de controle de estabilidade. <https://bdm.unb.br/handle/10483/46431>. Acesso em: agosto de 2024.
- World Health Organization (2023). Global Status Report on Road Safety 2023. <https://iris.who.int/bitstream/handle/10665/375016/9789240086517-eng.pdf?sequence=1>. Acesso em: julho de 2024.
- Zhang, C.; Gao, P.; Wang, J.; Dang, M.; Yang, X.; Feng, Y. (2023). Research on Active Rear-Wheel Steering Control Method With Sliding Mode Control Optimized by Model Predictive. **11 57235-57245**, <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2023.3283330>.