

# CONTROLE DE ESTABILIDADE POR FRENAGEM DIFERENCIAL PARA VEÍCULO AUTOMOTOR

Gustavo Osmak Triginelli <sup>1</sup>; Sérgio Kenji Moriguchi <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Aluno de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUM-IMT);

<sup>2</sup> Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUM-IMT).

**Resumo.** *A proposta deste trabalho é a elaboração de um sistema de controle de estabilidade para um veículo automotor. A inovação consiste em utilizar o conceito de frenagem diferencial dos freios ABS, o controle distribui as pressões de freio a fim de manter uma melhoria na dirigibilidade, além de trazer mais segurança na operação do veículo em condições extremas de operação, como frenagem em curvas. O controle pode atuar mesmo se o motorista não estiver atuando no pedal do freio, podendo ser eficiente também em curvas em alta velocidade, mudanças repentinas de faixa ou até mesmo em aquaplanagem.*

## Introdução

Buscando melhorar índices de dirigibilidade e a segurança em veículos, uma grande quantidade de sistemas de controle para dinâmica de veículos têm sido desenvolvidos e postos em comercialização há mais de duas décadas.

Existem dois grupos de segurança veicular: Sistemas de segurança ativos e sistemas de segurança passivos, segundo TRW (2008).

Sistemas de segurança passivos são aqueles que não intervêm na trajetória do veículo e em caso de acidente, atuam protegendo os ocupantes do veículo. Alguns exemplos comuns de segurança passiva são: cintos de segurança, bolsas e cortinas infláveis conhecidas por Air-Bags, etc. Esses sistemas funcionam com base em informações de sensores e são acionados por ação de atuadores conforme o comportamento do veículo.

Os sistemas de segurança ativos atuam sobre o veículo de forma a interpretar as intenções do condutor e resultam em modificações momentâneas das características de seus sistemas de direção, freios, suspensão, propulsão, etc., com o objetivo de estabilizar o veículo. Este tipo de sistemas de segurança é acionado na tentativa de se evitar um acidente.

O desenvolvimento de sistemas de segurança ativa em veículos como controle de estabilidade, controle adaptativo de velocidade, sistemas de alarme e controle contra acidentes, etc., recaem sobre a necessidade de se realizar testes, o que requer muito tempo, grandes recursos financeiros e muitas vezes tornam-se perigosos. Simulações baseadas em modelos permitem a realização exaustiva de tentativas de projetos e coleta de dados importantes e devem ser realizados previamente aos testes físicos.

Muitos autores sugerem vários tipos de sistemas de controle para melhorar a segurança dos veículos. Huh e Kim (2001) salientam que os sistemas de controle para segurança estão focados principalmente em elementos do chassi como sistemas de freio e direção, como por exemplo: os sistemas de freios ABS (sistemas de freio antitravamento), que monitorando a velocidade de rotação das rodas, impede que estas sejam bloqueadas durante a frenagem, mantendo assim a dirigibilidade do veículo MB (2008).

O princípio do ABS vem sendo empregado em novas funções como no sistema de controle de tração ASR (sistema de regulador de patinação).

Com o ASR tem-se o controle das rodas evitando que patinem durante a partida e a aceleração do veículo MB (2008). O ASR envolve dois sistemas do veículo, o de freios e o controle eletrônico de torque fornecido para as rodas. Em baixas velocidades, inferiores a 40 km/h, se apenas uma das rodas do eixo de tração do veículo patina, têm-se a aplicação da frenagem desta roda e o fornecimento de torque diminuído. Com as duas rodas do eixo de

tração patinando tem-se a redução do torque fornecido às rodas e a aplicação da frenagem. Em velocidades superiores ou em curvas utiliza-se a última estratégia citada.

Para garantir a pressão máxima no sistema de freios em situações de emergência o sistema BAS (sistema de assistência à frenagem) mede a velocidade com que o condutor pisa no pedal de comando do freio e a velocidade do veículo. Em função da análise destes parâmetros caracterizando-se uma situação de emergência é aplicada pressão máxima no sistema de freios MB (2008).

O sistema EBD (distribuição eletrônica de frenagem) funciona junto com o sistema ABS e contribui com o cálculo da força máxima de frenagem aplicável no momento da frenagem, com a sensibilidade de detectar a diferença de atrito entre cada roda do veículo e o piso, regulando a pressão do sistema de freios de cada roda de acordo com a necessidade para efetuar a frenagem Bosch (2008).

A segurança veicular adquiriu uma nova dimensão com a introdução do programa eletrônico de estabilidade ESC segundo TRW (2008), que atua não só na dinâmica longitudinal do veículo como também na transversal Bosch (2008). Assim o ESC, conhecido também por ESP, segundo MB (2008) reconhece uma instabilidade iminente e intervém rapidamente, aplicando os freios de forma direcionada. O sistema corrige a trajetória através do controle do torque fornecido às rodas e das forças de frenagem no caso em que haja tendência de derrapar. O veículo é mantido mais facilmente sob controle e a reação à derrapagem em curvas é quase imediata.

A tecnologia de controle ativo para melhorar a segurança de sistemas de direção de veículos tem sido estudada pela indústria e por institutos de pesquisa, alguns exemplos podem ser citados como: sistemas de direção nas 4 rodas que aumentam a capacidade de manobras, sistemas de direção automática nas rodas dianteiras, sistemas de frenagem diferencial e sistemas de suspensão ativa. Sistemas de controle para mudar de faixa da pista têm sido desenvolvidos para alertar o condutor bem como sobrepor o seu comando para evitar um acidente. Estes sistemas requerem sistemas de sensores adicionais para medir as distâncias dos marcadores de pistas instalados na via, gerando a leitura da posição relativa do traçado ideal da pista bem como calculando a rota projetada do veículo.

O sucesso dos sistemas mencionados depende da precisão dos sensores e da infraestrutura aplicada a via. Isto significa que para se beneficiar dos sistemas, os equipamentos da via devem ter sua manutenção garantida o que pode representar um alto custo para se obter segurança. Devido a estes fatores complicadores, as tecnologias de segurança mais viáveis são aquelas que podem ser isoladas no próprio veículo.

#### Sistemas de controle de frenagem diferencial

O princípio da estratégia de controle de estabilidade por frenagem diferencial é a aplicação de frenagem das rodas com intensidades diferentes para o controle da rotação *yaw*. Ao realizar uma manobra de emergência o veículo pode sofrer a tendência de desvio de trajetória como derrapar de forma sobre ou sub-esterçante. Ao frear de maneira diferencial as rodas do lado esquerdo ou direito, surge um momento sobre a rotação *yaw* devido à força de frenagem aplicada a uma distância do centro de rotação do veículo, que se aplicado de forma controlada auxilia a restaurar a trajetória desejada.

Se a tendência é de forma sub-esterçante (tendência do veículo de seguir uma trajetória retilínea quando se inicia a realização de uma curva) o sistema aumenta a força de frenagem

na roda traseira do lado interno da curva indicada pela letra “b” na (

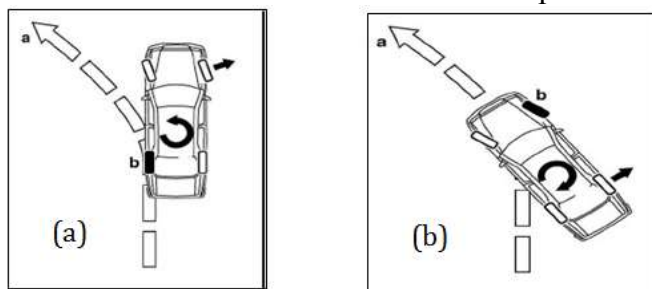
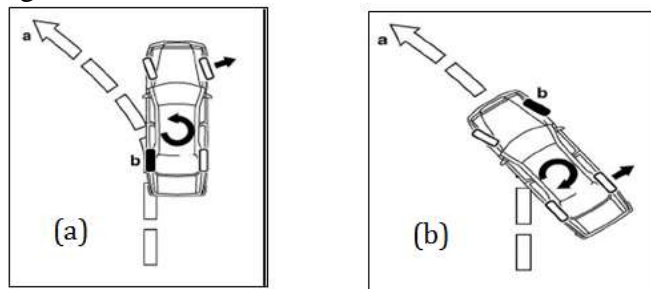


Figura 1) e se a tendência for sobre-esterçante (tendência do veículo de girar em torno do eixo vertical de um ângulo maior que o necessário para realizar a curva) o sistema aumenta a aplicação de força de frenagem na roda dianteira do lado externo da curva indicada com a



letra “b” na (Figura 1).

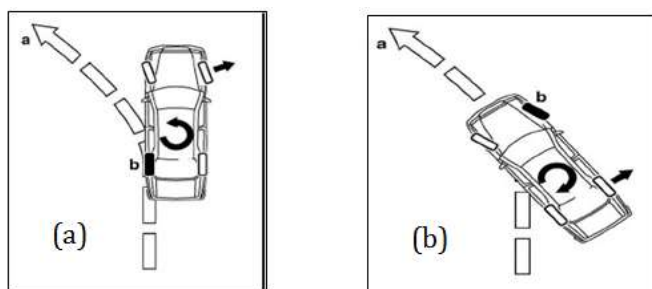


Figura 1 - Tendência de trajetória sub-esterçante (a) e sobre-esterçante (b).

A Figura 2 ilustra como a aplicação diferenciada da pressão nos freios pode contribuir para a estabilidade do veículo. O momento  $M$ , determinado pela diferença nas forças  $F$  de frenagem das rodas e pela distância  $b$ , pode ser aplicado no sentido horário ou anti-horário conforme a necessidade para estabilizar a trajetória do veículo.

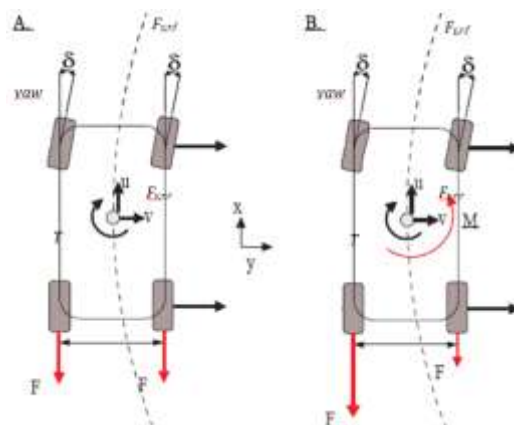


Figura 2 - Efeito da frenagem diferencial na rotação yaw.

Chung e Yi (2006) utilizam o valor do ângulo de escorregamento lateral dos pneus para estabelecer uma lei de controle para estabilidade utilizando a frenagem diferencial entre suas rodas, isto é aplicando torques de frenagem diferentes para cada roda do veículo.

O controle proposto por Chung e Yi (2006) é deduzido diretamente da lei baseada de frenagem diferencial em um modelo com movimento no plano de rotação horizontal de três graus de liberdade de um veículo. A entrada de dados do controle é obtida diretamente da lei de controle deslizante baseada no plano mencionado. O ponto inicial de controle pode ser verificado por duas aproximações: 1) taxa de variação de rotação *yaw* (em torno do eixo vertical do veículo) e 2) análise do plano de fase do ângulo de escorregamento lateral do veículo em função da velocidade angular do lateral do veículo como pode ser visto também em He et al. (2006).

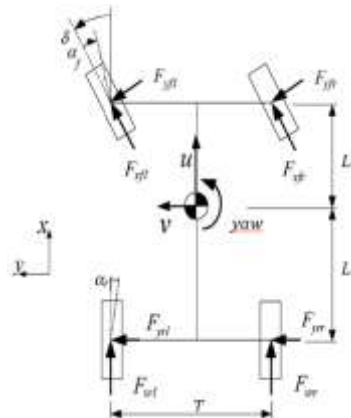
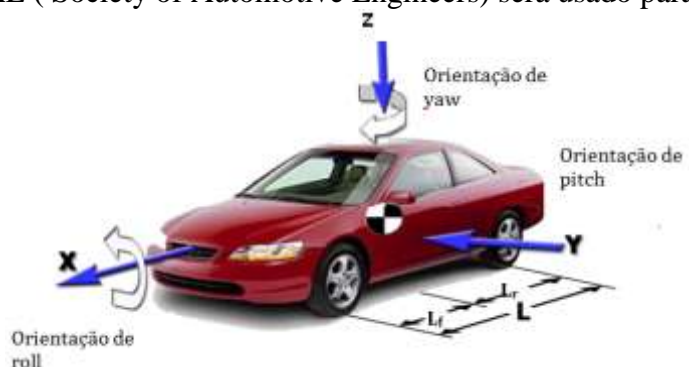


Figura 3 - Ângulo de escorregamento dos pneus com a pista  $\alpha_f$ ,  $\alpha_r$ .

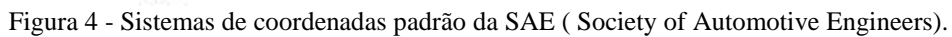
O objetivo de controle para atingir a estabilidade é uma combinação entre os valores da taxa de variação da rotação *yaw* do veículo e o ângulo de escorregamento das rodas (Figura 3).

Yi et al. (2003) utilizam um modelo no plano de rotação *yaw* com três graus de liberdade, para a simulação não linear de um modelo tridimensional de um veículo. As entradas do sistema de controle são diretamente obtidas a partir da lei de controle deslizante baseado em uma lei de frenagem diferencial. O objetivo do controle é a taxa de variação da rotação *yaw*. São comparadas performances entre o controlador deslizante e o controlador direto do momento da rotação *yaw*.

O sistema de coordenadas padrão SAE ( Society of Automotive Engineers) será usado para a



modelagem do presente trabalho. ( Figura 4).



O trabalho será desenvolvido em software e os resultados obtidos servirão de base para futuras alterações no projeto do veículo. Os softwares utilizados serão o Carsim e Matlab existentes no Núcleo de Métodos Computacionais da Escola de Engenharia Mauá.

O modelo do Carsim será equipado com o sistema de freios projetado e a frenagem diferencial será controlada a partir de um algoritmo de controle feito no Matlab.

O controlador terá uma estratégia de controle definida através das simulações no software. Deste modo será possível verificar quando o controle deve entrar em ação para se tornar o mais eficiente possível. As simulações serão de situações extremas no limite de estabilidade do veículo em frenagens.

[illegible]

**Figura 5 - Estrutura de entradas e saídas do controlador**

## Descrição

O veículo utilizado neste trabalho para a elaboração do sistema de controle de estabilidade por frenagem diferencial é uma *pick up*, do tipo *full size*, que já faz parte da biblioteca de modelos de veículos do Carsim (Figura 6).



Figura 6 – Interface do Carsim e veículo selecionado

O controle consiste basicamente em corrigir a taxa de *yaw* do veículo através das pressões de freio diferenciais. Quando um veículo realiza uma curva existe uma taxa de *yaw* que é o desejável ( $\varphi_{des}$ ) para o veículo realizar a curva de forma de estável. Esta taxa depende basicamente da velocidade longitudinal do veículo ( $x$ ), ângulo de esterçamento nas rodas ( $\delta$ ) (que pode ser correlacionada com ângulo de esterçamento no volante por meio da relação de transmissão da caixa de direção) e de propriedades do veículo como centro de gravidade, massa ( $m$ ) e o *cornering stiffness* ( $C_{\alpha r}$  e  $C_{\alpha f}$ ) dos eixos dianteiro e traseiro. A relação pode ser observada na equação abaixo.

$$\varphi_{des} = \frac{x\delta}{L + \frac{mx^2}{2C_{\alpha r}C_{\alpha f}L} (l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})} \text{ (rad/s)}$$

Os dados acima são todos fornecidos pelo Carsim, podendo então calcular a taxa de *yaw* desejável à cada instante, o Carsim também informa a taxa de *yaw* real que atua no veículo em um determinado instante de tempo, que muitas vezes é diferente do ideal, devido a elevadas taxas de escorregamento lateral ocasionada por baixo coeficiente de atrito entre pneu e asfalto, ou então em uma situação esterçamento brusco, como numa mudança repentina de faixa, por exemplo para se desviar de uma obstáculo na pista, o que leva o veículo a trabalhar uma situação de regime transiente, ocasionando em um comportamento diferente do esperado.

Então com esta diferença entre as taxas real e desejável de *yaw* é que o controle deve atuar, de forma aproximar ao máximo a situação real da situação desejável, sabendo-se então que o veículo está se comportando da forma mais segura possível.

Um problema que pode surgir é que em algumas ocasiões a taxa de *yaw* desejável não pode ser obtida, pois pode não ser seguro. Para isso deve-se ter certeza que o coeficiente de atrito entre pneu e asfalto seja suficiente para fornecer as forças necessárias para que haja a correção e evitar um escorregamento ainda maior.

O limite superior de correção da taxa de *yaw* que pode ser realizado pelo controle é dado por:

$$\varphi_{m\acute{a}x} = 0,85 \frac{\mu g}{x}$$

Onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito dinâmico entre pneu e asfalto,  $g$  é a constante da gravidade e  $x$  a velocidade longitudinal do veículo.

Portanto é necessária esta verificação ao calcular a taxa de *yaw* desejável, ou seja se for menor que o limite superior não há problemas, caso seja maior que o limite superior o sistema iguala a taxa desejável com o limite superior, para evitar uma situação ainda mais perigosa.

Todas as etapas descritas até aqui podem ser visualizadas pelo diagrama de blocos (Simulink) da Figura 7.

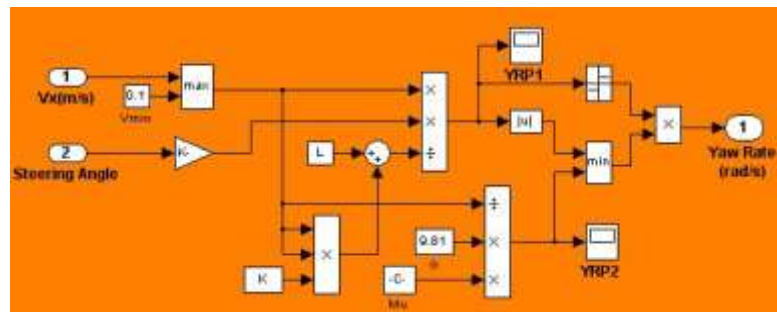


Figura 7 – Diagrama de blocos para determinação da taxa de *yaw* desejável

Determinada a taxa de *yaw* desejável deve-se então gerar o sinal de erro que consiste na diferença entre o sinal de *yaw* real medido por sensoriamento no veículo e o sinal de *yaw* desejável calculado e estimado pelo programa mostrado.

É com esta diferença que o controlador vai atuar para determinar as pressões de freio e pelo sinal positivo ou negativo do erro é possível determinar se a correção do veículo deve ser feita para direita ou para a esquerda.

O controle é dividido em duas etapas: a primeira um controlador PID (proporcional, integral, derivativo) que depende exclusivamente da taxa de escorregamento do veículo ( $\beta$ ) que também é medido pelo Carsim e repassado ao Matlab como dado de entrada. O controle PID vai gerar um ganho para um controlador proporcional que aplicará as pressões de freio. O controle PID se faz necessário por dois motivos, o primeiro é que após algumas simulações notou-se que era necessário um ganho variável para determinação das pressões de freio, e que este ganho variável tinha uma relação com a taxa de escorregamento do veículo, ou seja quanto maior o escorregamento maior o ganho necessário. O outro fato por ser PID é que as ações integral e derivativa do controlador reduziram os problemas de *overshoot*, não tirando o veículo da sua trajetória e também reduziu o efeito de sinuosidade que deixava o veículo oscilando entre a sua trajetória.

A segunda etapa é o controle proporcional no qual seu ganho é estimado pelo controlador PID previamente mencionado, e o produto entre o sinal de erro e o ganho é relacionado diretamente as pressões de freio. Foi estabelecida também uma proporção de frenagem entre as rodas dianteira e traseira no qual a frenagem na roda traseira corresponde a 60% da frenagem aplicada na roda dianteira.

O diagrama de blocos da etapa descrita pode ser visualizado abaixo (Figura 8).

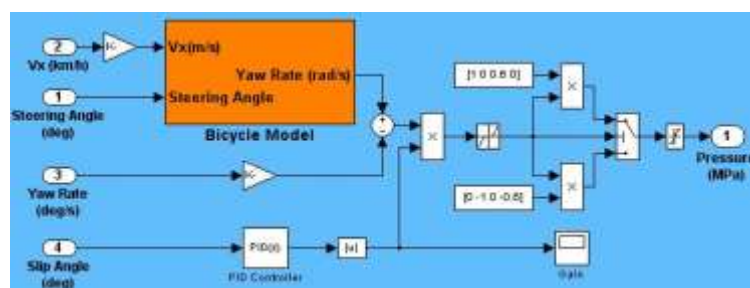




Figura 8 – Diagrama de blocos, cálculo das pressões de freio.

A próxima etapa do processo antes dos dados de pressões de freio sejam realimentados para o Carsim, uma última verificação é feita por meio do controle do ABS, no qual verifica se as pressões de freio calculadas pelo ESC somada a pressão de freio imposta pelo motorista, caso ele esteja em uma situação na qual deseja frenagem, não ocasiona o travamento das rodas, sendo assim o controle do ABS alivia a pressão para evitar o travamento de alguma das rodas. Esta etapa compreende nos blocos *Brake Actuator Model* e *Simple ABS Controller Model* vistos na Figura 5.

## Resultados e Discussão

Como dito anteriormente o veículo utilizado é uma *pick up full size*, após calculado o gradiente de sub-esterçamento da pick up, verificou-se por ser positivo, portanto um veículo sub-esterçante, possui tendência de escapar da curva para fora com o aumento da velocidade realizando um raio de curva maior do que previsto no trajeto.

### Curva de raio constante

A verificação sub-esterçante pode ser visualizado por um teste de raio de curva constante no qual o veículo acelera aos poucos aumentando o esterçamento até escapar da curva.

Realizando o teste nos dois veículos verificou-se que:

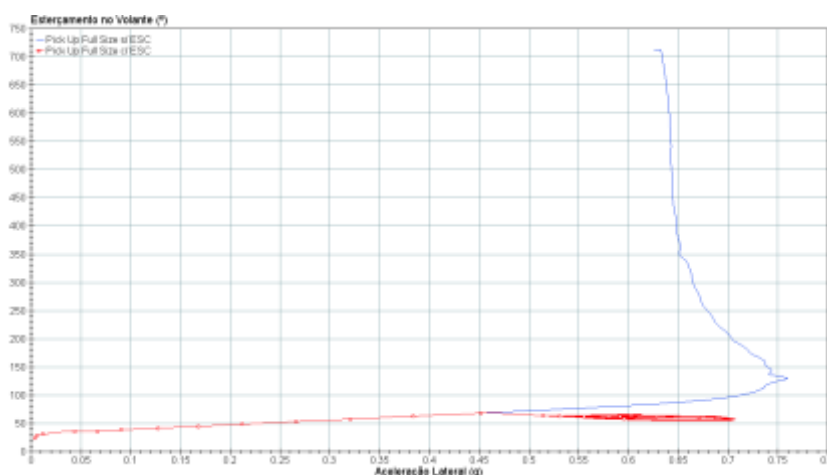


Figura 9 – Aceleração lateral versus ângulo de esterçamento

Observando no gráfico da Figura 9, nota-se que quando a aceleração lateral é elevada, o veículo sem ESC escapa da curva saindo da trajetória. No veículo com ESC tem-se o mesmo comportamento em baixas acelerações laterais. Com o seu incremento, o veículo tende a escapar, mas o sistema ESC assume o controle e mantém o veículo na trajetória mantendo a relação linear entre esterçamento e aceleração lateral.

### Dupla mudança de faixa

O principal teste foi realizado na dupla mudança de faixas, que é uma situação muito usada na tentativa de prevenir acidentes, mas que muitas vezes ocasiona em falhas devido a falta de experiência do condutor ou por alguma condição adversa na pista como a presença de água. Os resultados são ainda mais evidentes do que no teste anterior.

A pista no qual o teste é realizado é demonstrada na Figura 10.





Figura 10 – Trajeto de dupla mudança de faixa

O primeiro item a ser analisado é a comparação na trajetória dos veículos com e sem o ESC, mostrados no gráfico da Figura 11.

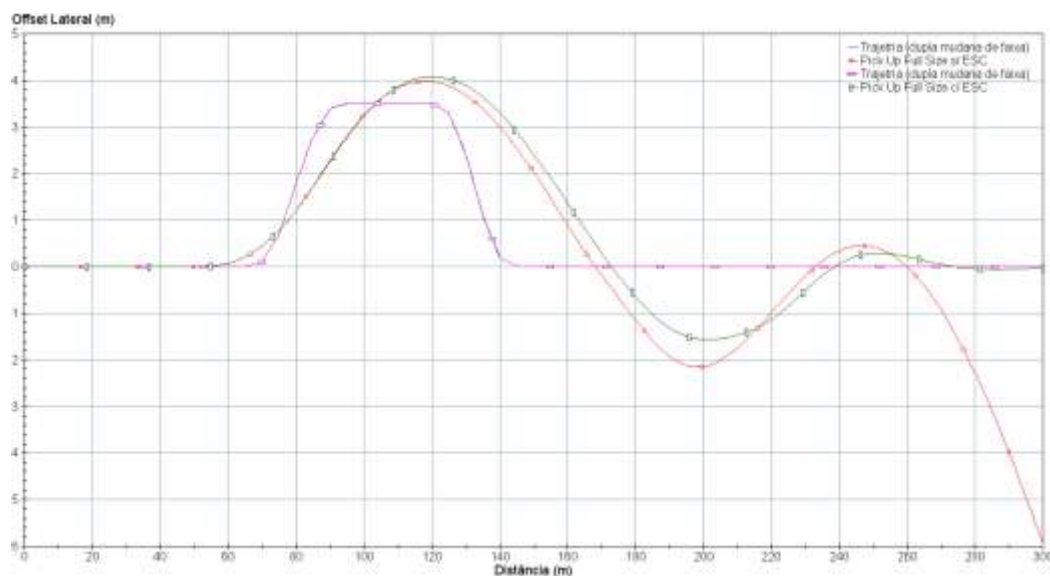


Figura 11 – Offset lateral na trajetória

A Figura 11 mostra três curvas, na qual uma retrata a trajetória da pista e as demais as trajetórias reais dos veículos com e sem ESC. Nota-se que o veículo sem ESC quando retorna a faixa da direita sai um pouco e tenta retornar ao centro e ao voltar sai mais ainda para direita perdendo totalmente o controle. Já no veículo com ESC instalado, retorna a faixa da direita em um movimento mais suave, ou seja com uma amplitude de oscilação menor e facilmente retorna ao trajeto retilíneo evitando um acidente. O ESC usa a frenagem diferencial apenas com o intuito de corrigir a trajetória do veículo tentando interferir ao mínimo na velocidade longitudinal.

A implementação do ESC também mostra resultados satisfatórios a respeito do escorregamento lateral como mostrado na Figura 12, ao corrigir a trajetória o sistema consequentemente reduz o escorregamento lateral, o que é indesejável em uma situação dessas.

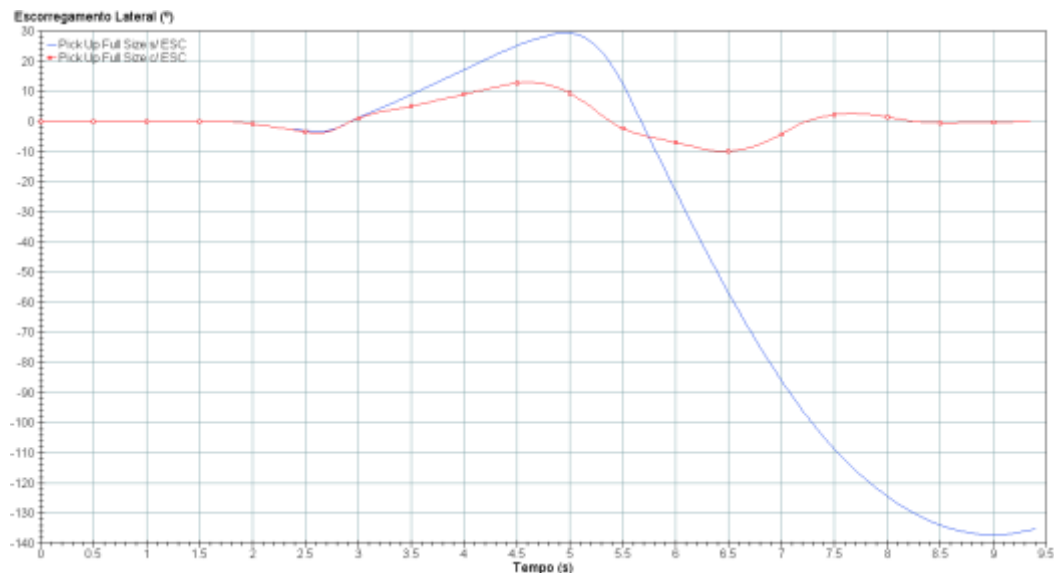


Figura 12 – Variação do escorregamento lateral dos veículos no tempo

A Figura 13 mostra ambos os veículos na dupla mudança de faixa. Nota-se que o veículo mais à direita na figura girou cerca de 90 graus em relação à trajetória perdendo o controle enquanto o veículo à esquerda com ESC tem a trajetória mais controlada e tende a voltar ao curso da trajetória original.

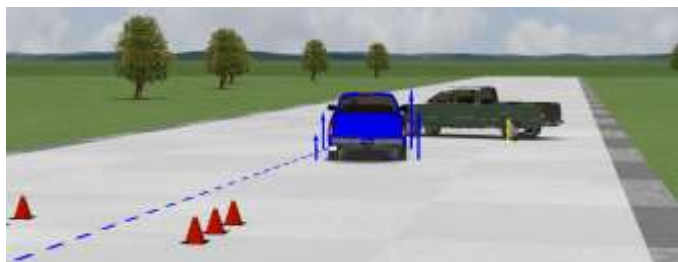


Figura 13 – Teste de dupla mudança de faixa

## Conclusões

De acordo com os resultados obtidos na pesquisa pode-se concluir que a automação se bem projetada pode trazer inúmeros resultados satisfatórios, como exemplo: trazer maior conforto e estabilidade aos seus ocupantes e ao veículo em si. Isto se deve ao fato do controle buscar corrigir a taxa de *yaw* do veículo por meio do sinal de erro gerado e o escorregamento lateral.

Outro aspecto importante a se destacar neste trabalho é que o uso de simulações como esta pode trazer economia de tempo e dinheiro na indústria, pois a partir de um modelo pode se implementar qualquer tipo de malha de controle ou até mesmo alterações no veículo e buscar os resultados mais próximos da realidade para posteriormente a implementação real no veículo.

## Referências Bibliográficas

TRW auto, **Electronic Stability Control from TRW Automotive**, <<http://www.trwauto.com/extlink/1,1108,,00.html?ExternalTRW=/images/escbackground2.pdf&DIR=2>> acesso em 21 de fev., 2008.

- HUH, K., KIM, J. Active Steering Control Based on the Estimated Tire Forces. Transactions of the ASME - **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 123, p. 505-511, Setembro, 2001.
- MB TECHNICAL INFO, **327 HO 03 ASR (WJB,GC) 02-25-04**, <<http://www.mercedestechstore.com/pdfs/index.htm>> acesso em 21 de fev., 2008.
- CHUNG, T., YI, K., Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track, **IEEE Transactions on control systems technology**, v. 14, n. 2, março, 2006.
- HE, J., CROLLA, D. A., LEVESLEY, M. C. E MANNING, W. J., Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control, **Proceedings of IMechE Part D: J. Automobile Engineering**, v. 220, Maio, 2006.
- YI, K., CHUNG, T., KIM, J. e YI, S., An investigation into differential braking strategies for vehicle stability control, **Proceedings of the IMechE Part D Journal of Automobile Engineering**, vol. 217, n. 12, , p. 1081-1093, Dezembro, 2003.