

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia automotiva

Análise de controlador aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular

Autor: Felipe Silva Nascimento
Orientador: Doutor André Murilo de Almeida Pinto

Brasília, DF
2021



Felipe Silva Nascimento

Análise de controlador aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia automotiva).

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Doutor André Murilo de Almeida Pinto

Brasília, DF

2021

Felipe Silva Nascimento

Análise de controlador aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular/
Felipe Silva Nascimento. – Brasília, DF, 2021-
70 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Doutor André Murilo de Almeida Pinto

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2021.

1. ESP. 2. VI-CarRealTime. I. Doutor André Murilo de Almeida Pinto. II.
Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Análise de controlador
aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular

CDU 02:141:005.6

Felipe Silva Nascimento

Análise de controlador aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia automotiva).

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 24 de Maio de 2021:

**Doutor André Murilo de Almeida
Pinto**
Orientador

Doutor Renato Vilela Lopes
Convidado 1

Doutora Suzana Moreira Ávila
Convidado 2

Brasília, DF
2021

Agradecimentos

Em primeiro lugar, a Deus, que me deu forças para continuar nos momentos mais difíceis.

Aos meus pais, que me deram condições de cursar uma graduação fora de minha cidade natal e que sempre estiveram ao meu lado.

Ao meu orientador André Murilo, por todos os seus ensinamentos que me engrandeceram profissionalmente.

Ao Rudi e Adriano Couto do grupo FCA que me auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho.

A todos que fizeram parte da minha vida durante esta trajetória.

Resumo

Este trabalho busca desenvolver estratégias de segurança ativa relacionadas à estabilidade veicular. Sistemas de controle de estabilidade promovem uma direção mais segura em situações de risco, aumentando significativamente a segurança dos passageiros. A metodologia de projeto segue o *Model-Based Design* (MBD) que se mostra ser uma maneira eficiente e sofisticada para o desenvolvimento de controladores. Dentre as estratégias de controle existentes, o uso do sistema de frenagem se mostra superior pois pode ser facilmente adaptado a partir de outros sistemas. A abordagem proposta é a de um controlador PD baseado em regras capaz de atuar nas 4 rodas, que realize manobras para avaliação de desempenho. São utilizados modelos teóricos de dinâmica veicular assim como modelos avançados presentes no software *VI-CarRealTime*.

Palavras-chaves: Estabilidade. Controle. VI-CarRealTime.

Abstract

This work seeks to develop active safety strategies related to vehicle stability. Stability control systems promote safer driving in hazardous situations, significantly increasing passenger safety. The design methodology follows the *Model-Based Design* (MBD) which proves to be an efficient and sophisticated way for the development of controllers. Among the existing control strategies, the use of the braking system is superior because it can be easily adapted from other systems. The proposed approach is that of a PD controller capable of acting on the 4 wheels and performs maneuvers for performance evaluation. Theoretical models of vehicle dynamics are used as well as advanced models present in the *VI-CarRealTime* software.

Key-words: Stability. Control. VI-CarRealTime.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Trajetória do veículo com ESC [1]	19
Figura 2 – Movimento de guinada [2].	23
Figura 3 – Atuação do ESC [3].	24
Figura 4 – Fluxo de trabalho do MBD [4].	26
Figura 5 – Fluxograma do VI-CarRealTime [5].	28
Figura 6 – Sistema de coordenadas [6].	29
Figura 7 – Ângulos de referência. [7].	30
Figura 8 – Modelo bicicleta [7].	31
Figura 9 – Trajetória com sobre e subesterçamento. [8].	32
Figura 10 – Modelo veicular [9].	35
Figura 11 – Modelo do motorista [10].	37
Figura 12 – Estrutura do ESC [11].	38
Figura 13 – Estrutura do ESC [12].	39
Figura 14 – Diagrama da simulação.	41
Figura 15 – Diagrama do motorista.	42
Figura 16 – Diagrama da simulação com controlador.	42
Figura 17 – Diagrama da simulação.	43
Figura 18 – Diagrama do controlador de alto nível [5].	44
Figura 19 – Diagrama do evento para manobra DLC [5].	44
Figura 20 – Diagrama de modelo para exportação como <i>plugin</i>	45
Figura 21 – Tela de importação do <i>plugin</i> como sistema auxiliar.	45
Figura 22 – Parâmetros de entrada e respostas para investigação.	46
Figura 23 – Trajetória para condição DLC [13].	49
Figura 24 – Posicionamento dos cones na manobra ISO 3888.	50
Figura 25 – Ângulo de volante para manobra <i>Fish Hook</i>	50
Figura 26 – Ângulo de volante para manobra <i>J-turn</i>	51
Figura 27 – Fluxograma das simulações.	53
Figura 28 – Trajetória modelo VI e Teórico.	54
Figura 29 – Escorregamento lateral modelo VI e Teórico.	54
Figura 30 – Taxa de guinada modelo VI e Teórico.	55
Figura 31 – Momento de guinada modelo VI e Teórico.	56
Figura 32 – Escorregamento lateral modelo VI e Teórico.	56
Figura 33 – Taxa de guinada modelo VI e Teórico.	56
Figura 34 – Trajetória modelo VI e Teórico.	57
Figura 35 – Trajetória manobra Fish Hook.	58
Figura 36 – Pressão de frenagem manobra Fish Hook.	58

Figura 37 – Taxa de guinada manobra Fish Hook.	58
Figura 38 – Velocidade longitudinal manobra Fish Hook.	59
Figura 39 – Trajetória manobra J-Turn.	59
Figura 40 – Escorregamento lateral manobra J-Turn.	60
Figura 41 – Pressão de frenagem manobra J-Turn.	60
Figura 42 – Gráfico de velocidade x deslocamento longitudinal.	61
Figura 43 – Gráfico de pressão nos freios x deslocamento longitudinal.	61
Figura 44 – Investigação de DLC.	62
Figura 45 – Efeito dos parâmetros sobre escorregamento lateral.	62
Figura 46 – Efeito dos parâmetros sobre taxa de guinada.	63
Figura 47 – Sinal de controle do escorregamento lateral.	63
Figura 48 – Sinal de controle da taxa de guinada.	64

Lista de tabelas

Tabela 1 – Sistema de coordenadas SAE	29
Tabela 2 – Parâmetros do modelo veicular	42
Tabela 3 – Coordenadas da manobra DLC.	49
Tabela 4 – Parâmetros do controlador.	54

Lista de símbolos

u	Velocidade eixo x
v	Velocidade eixo y
w	Velocidade eixo Z
ϕ	Ângulo de rolagem
θ	Ângulo de arfagem
ψ	Ângulo de guinada
$\dot{\phi}, p$	Velocidade de rolagem
$\dot{\theta}, q$	Velocidade de arfagem
$\dot{\psi}, r$	Velocidade de guinada
L	Distância entre-eixos do veículo
a	Distância entre eixo dianteiro e CG
b	Distância entre eixo traseiro e CG
m	Massa do veículo
β	Escorregamento lateral
δ_f	Ângulo de esterçamento
α_f	Ângulo de escorregamento das rodas dianteiras
α_r	Ângulo de escorregamento das rodas traseiras
F_{xf}	Força de reação longitudinal nos pneus dianteiros
F_{xr}	Força de reação longitudinal nos pneus traseiros
F_{yf}	Força de reação lateral nos pneus dianteiros
F_{yr}	Força de reação lateral nos pneus traseiros
C_α	Rigidez de esterçamento
R	Raio de curva

K_{us}	Coeficiente de sobresterçamento
I_{xx}	Momento de inércia de rolagem
I_{zz}	Momento de inércia de guinada
I_{xz}	Produto de inércia de guinada e rolagem
$k_{\phi i}$	Coeficiente de inércia de rolagem
c_{ϕ}	Coeficiente de amortecimento da rolagem
δ_f	Ângulo de esterçamento
$\dot{\psi}_{threshold}$	Limite de taxa de guinada
$\dot{\psi}_{threshold_perct}$	Limite de taxa de guinada percentual
K_{yaw}	Ganho de guinada
$\beta_{threshold}$	Limite de escorregamento lateral
$K_{\beta p}$	Ganho de escorregamento lateral proporcional
$K_{\beta d}$	Ganho de escorregamento lateral derivativo

Sumário

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Contextualização	19
1.2	Justificativa	20
1.3	Objetivos	21
1.3.1	Objetivo Geral	21
1.3.2	Objetivos Específicos	21
1.4	Organização do Trabalho	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	Estado da arte	23
2.1.1	Estratégias de controle	24
2.1.2	<i>Model Based Design</i>	26
2.1.3	Ambiente de simulação	27
3	REVISÃO TEÓRICA	29
3.1	Dinâmica Veicular	29
3.1.1	Dinâmica lateral	30
3.1.2	Modelagem do veículo	32
3.1.2.1	Modelos de 2-DOF	32
3.1.2.2	Modelos de 3 DOF	35
3.1.3	Taxa de guinada desejada	36
3.2	Modelo do motorista	36
3.3	Controladores	37
4	METODOLOGIA	41
4.1	Modelos veiculares	41
4.1.1	Modelo Teórico	41
4.1.2	Modelo VI-CarRealTime	43
4.1.3	Investigação	44
4.2	Modelagem do ESC	46
4.2.1	Controle de alto nível	46
4.2.2	Controle de baixo nível	47
4.3	Trajétórias	48
4.3.1	Double lane change	48
4.3.1.1	Press Manouver	49
4.3.2	Fish Hook	49

4.3.3	J-turn	51
5	RESULTADOS	53
5.1	Validação dos modelos	53
5.2	Controlador de alto nível	54
5.3	Controlador de baixo nível	57
5.3.1	Fish Hook	57
5.3.2	J-Turn	59
5.3.3	ISO 3888	60
5.4	Investigação	61
6	CONCLUSÃO	65
	REFERÊNCIAS	67

1 Introdução

1.1 Contextualização

Controles veiculares de estabilidade (ESC - *Eletronic Stability Control*) estão sendo altamente pesquisados na área automotiva por demonstrarem capacidades de reduzir acidentes com um único veículo [14]. Em 2004, foi feito um estudo para *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) utilizando dados de acidentes entre 1997 e 2002 de 5 estados americanos [15]. Seus resultados mostraram que houve uma diminuição de 35% no número de acidentes com um único veículo em carros de passageiros. Em veículos utilitários esportivos (SUV), devido ao centro de gravidade ser elevado, este resultado se mostra ainda mais significante: redução de 63%.

Esses números mostram a importância do desenvolvimento do controle de estabilidade. Em 2012, nos Estados Unidos, passou a ser obrigatório em carros de passeio [16]. De acordo com a Global NCAP, o ESC é obrigatório na Austrália, Canadá, União Europeia, Israel, Japão, Nova Zelândia, Rússia, Coreia do Sul e Turquia.

O ESC foi a terceira tecnologia de frenagem desenvolvida de uma série de 3 [15]. O primeiro desta série foi o *Antilock Brake Systems* (ABS). É um sistema que previne o travamento das 4 rodas, pois modula a pressão de frenagem quando o motorista precisa fazer uma parada de emergência. *Tracion Control Systems* (TCS) foi a segunda tecnologia. Ele trata da perda de atrito durante a aceleração evitando derrapagens. O ESC, por sua vez, engloba as outras duas: ABS e TCS. Ele é desenvolvido visando aumentar a estabilidade lateral do veículo, detectando eletronicamente seu estado e assistindo o motorista em situações perigosas (sobrestercamento e substerçamento) e em condições desfavoráveis (chuva e neve). A Fig. (1) mostra como o ESC atuaria em uma situação de necessidade.

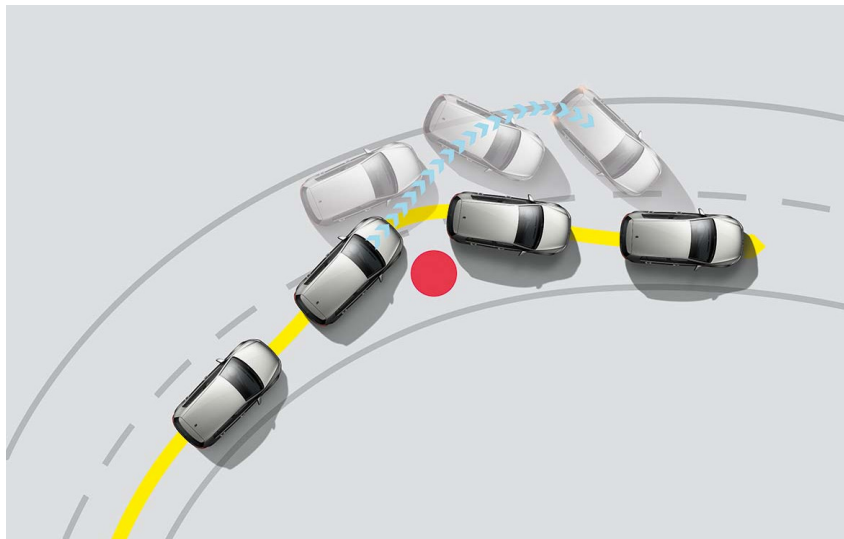


Figura 1 – Trajetória do veículo com ESC [1]

Sistemas ESC fazem com que o veículo siga os comandos do motorista para facilitar seu controle independente das condições da via [17]. O sistema é focado em manter o manuseio do motorista no limite físico de aderência entre os pneus e a pista.

Em situações cotidianas o comportamento do veículo é alterado devido a diferentes configurações de passageiros e bagagens. Devido a tais alterações na dinâmica, projeta-se o controlador em uma situação padrão: considerando o veículo descarregado. O controlador pode não apresentar bons resultados em todas as situações possíveis, porém, deve ser funcional. A necessidade do motorista em guiar o veículo mostra-se, então, primordial, para compensar as alterações existentes [18].

1.2 Justificativa

Segurança no trânsito é um grande problema para o transporte na atualidade. Muito trabalho tem sido feito na área de segurança passiva, onde milissegundos após o início do acidente são de importância. Atualmente, a prevenção de colisão, chamada de segurança ativa, é priorizada. O controle de estabilidade serve de base para intervenções ativas, destinadas a ajudar o motorista em manobras críticas para evitar colisões. [19]

O design e teste de sistemas de controle utilizando softwares para simulação acelera o processo de desenvolvimento reduzindo a necessidade de teste em pista - normalmente mais cara e demorada que simulações. Estas podem ser usadas para estudar a resposta do veículo a várias manobras de esterçamento por exemplo. Tais testes podem ser repetidos enquanto se varia parâmetros como superfície da pista, modelo dos pneus e propriedades do veículo. Também eliminam a variabilidade existente em testes com humanos. [19].

A obrigatoriedade do uso de controle de estabilidade veicular gera a necessidade de se aprimorar seu desenvolvimento. Em ambiente virtual, é possível obter resultados como comportamento dinâmico do veículo e a resposta do controlador em situações diversas. O custo e o tempo são reduzidos quando comparados com testes em protótipos. Este trabalho de justifica, então, através da avaliação de um controle de estabilidade em ambiente virtual.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é utilizar o software *VI-CarRealTime* em conjunto com o Matlab-Simulink para avaliação de desempenho de um sistema de controle de estabilidade baseado em regras em um veículo SUV.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Implementar um controlador PD baseado em regras.
- Comparar o comportamento do veículo com e sem controle em diferentes situações.
- Avaliar o ganho de velocidade perante norma de segurança veicular.
- Verificar efeitos dos parâmetros do controlador sobre a dinâmica veicular.
- Reduzir custo e tempo de desenvolvimento por meio do *Model Based Design* (MBD)

1.4 Organização do Trabalho

O trabalho está dividido da seguinte forma:

Capítulo 2: Revisão bibliográfica. No capítulo 2, serão introduzidas as formas de uso do controle de estabilidade mostrando diferentes técnicas e estratégias utilizadas nos trabalhos existentes.

Capítulo 3: Revisão teórica. O capítulo tratará da dinâmica veicular lateral e de rolagem. Será introduzido o conceito de controle e apresentado a arquitetura de ESCs a ser implementada.

Capítulo 4: Metodologia. Neste capítulo estão detalhados os sistemas que serão utilizados na simulação modelados no MATLAB e *VI-CarRealTime*, as trajetórias que serão utilizados nos testes e os parâmetros do controlador.

Capítulo 5: Resultados. Este capítulo apresenta a validação dos modelos veiculares, avalia o comportamento dos controladores e apresenta os efeitos das variáveis de controle sobre a dinâmica do veículo.

2 Revisão bibliográfica

Este capítulo trata das principais técnicas e estratégias relacionadas ao desenvolvimento e uso de ESCs e detalha o funcionamento do ambiente do software *Vi-CarRealTime*.

2.1 Estado da arte

O movimento lateral e de guinada são as principais preocupações para o ESC moderno [20]. Mostrada na Fig. (2), a guinada é definida como o desvio entre a velocidade do veículo e a direção que ele aponta [2]. A perda de controle sobre esses parâmetros pode ser resultado de distúrbios como força do vento, pressão dos pneus ou frenagem devido a diferentes condições de pista. Sob tais circunstâncias, o motorista pode não conseguir responder dentro de um curto período de tempo. Para isso é necessário desenvolver controles automáticos, esses compensam o motorista durante reações de pânico.

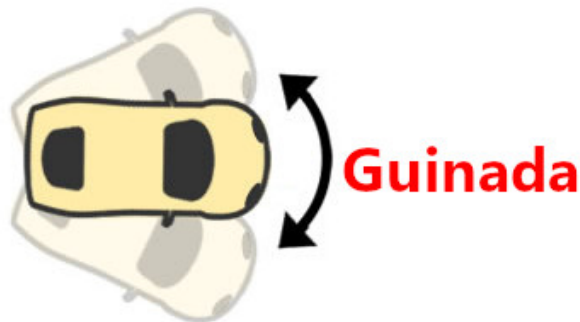


Figura 2 – Movimento de guinada [2].

Existem 3 métodos principais para gerar o momento de guinada corretivo:

Esterçamento forçado: Sistema que altera o ângulo de volante imposto pelo motorista; corrigindo o ângulo de esterçamento nas rodas

Tração diferencial: Sistema que utiliza de diferenciais ativos para controlar o torque distribuído a cada roda independentemente.

Frenagem diferencial: Sistema que utiliza do ABS para freiar de forma independente cada roda.

Foi desenvolvido por [21] um modelo para veículos 4WD (*Four Wheel Drive*) e um controlador *fuzzy* que aprimora a estabilidade lateral, especialmente em manobras evasivas. O controlador usa esterçamento das rodas traseiras visando mitigar o sobre e subesterçamento. Este método se mostra prático por ser simples e robusto.

Considerando um veículo com as 4 rodas movidas por motores independentes, foi explorada a aceleração individual de cada roda para aumentar a estabilidade [22]. Um modelo veicular de 7 graus de liberdade (7-DOF) foi utilizado para obter os movimentos longitudinal, lateral e de guinada, e mais 4 representando a dinâmica das rodas.

De acordo com [23], há várias formas de controlar o torque gerado nas rodas. Eles focam sua atenção no *powertrain* buscando dividir a potência fornecida pelo motor em veículos AWD por meio dos diferenciais.

Todas as formas de controle possuem suas vantagens, mas a frenagem diferencial se sobressai sobre as outras implementações [20]. Pode ser adaptado facilmente a partir de sistemas de assistência como ABS e TCS pois não precisa de componentes mecânicos e hidráulicos adicionais. Em geral, oferece maior flexibilidade na calibração, tanto para segurança, como para performance. Como dito por [14] e mostrado na Fig. (3), na frenagem diferencial, torques de frenagem são aplicados a diferentes rodas, de forma a gerar momento de guinada, que estabiliza o veículo quando ele começa a escorregar.

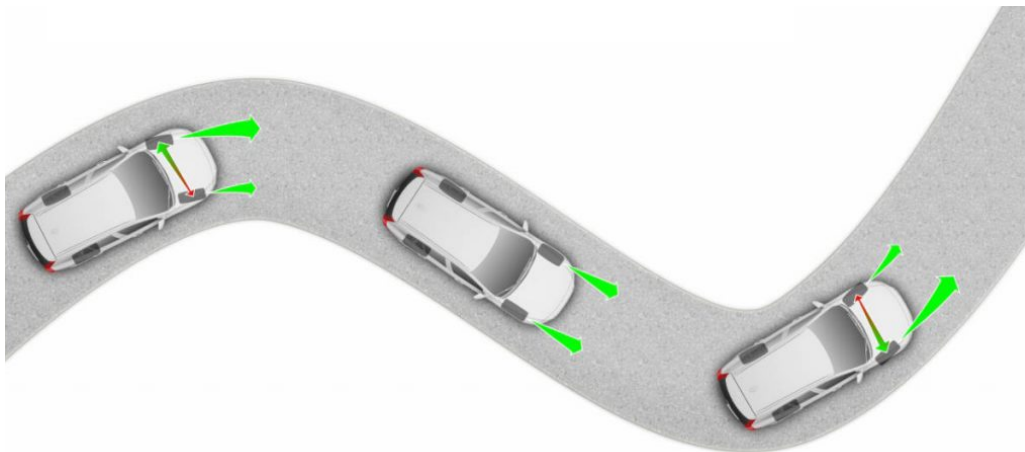


Figura 3 – Atuação do ESC [3].

2.1.1 Estratégias de controle

Controladores apresentam um conjunto de algoritmos matemáticos que buscam manter o veículo em condições seguras [24]. Diversas estratégias podem ser utilizadas para alcançar tal objetivo como controladores PID, preditivos, LQR e fuzzy.

Os controladores PID (Proporcional Integral Derivativo) apresentam uma estratégia de controle que busca minimizar o erro entre o sinal real e o desejado [25]. Para isso é necessário conhecer as características do sistema e ter um critério para avaliar a performance do controlador

No trabalho de [19], é apresentado um controlador PID para aumentar a estabilidade veicular de SUVs quanto ao capotamento. Eles utilizaram a manobra *fishhook* da

NHTSA para otimizar o controlador e maximizar a performance do veículo na manobra.

Um controle proporcional é utilizado por [26] para estabilização de guinada servindo de base para otimizar o problema de alocação das variáveis de controle.

Dentre as diversas formas de otimização de algoritmo, o MPC (*Model Predictive Control*) tem recebido muita atenção dos pesquisadores. Nesta estratégia de controle, um modelo matemático que descreve o sistema é usado para prever o comportamento futuro [27]. Esta característica se torna notável em casos onde há o atraso de comunicação, atuação e dos sensores.

Visando economia de combustível, [28] desenvolve um controle de cruzeiro adaptativo. O controlador MPC minimiza o consumo além de estar atrelado ao conforto, distância percorrida e segurança.

O uso do MPC para controle de motores mostra ter grande impacto na emissão de poluentes em carros de passageiro [29]. O controlador funciona sobre a condição de manter a velocidade do veículo em condições normais enquanto mantém as emissões abaixo do limite requerido.

Os controladores mencionados necessitam de equações matemáticas que regem o comportamento do sistema para serem desenvolvidos [30]. Neles, o trabalho da construção do modelo matemático para se obter as respostas dinâmicas é separado do desenvolvimento do controlador.

Por mais que essa forma de trabalho seja eficiente, um grande problema provindo da modelagem do veículo é a sua não linearidade. O ângulo de escorregamento especialmente é de difícil estimativa. Normalmente são utilizadas abordagens lineares, porém estas não atingem resultados precisos em situações diversas. A principal não linearidade do veículo provém da saturação das forças do pneu impostas por seu limite de aderência; a estrutura ou parâmetros do modelo devem variar junto ao regime de operação [31]. Ainda existem as complicações provindas da influência de todos os elementos do chassi (suspensões e sistema de direção por exemplo).

De forma complementar, existem os controladores *fuzzy* baseados em regras. Esses não precisam do modelo da planta; em vez disso, para que certa ação seja iniciada, um conjunto de condições específicas devem ocorrer [30]. Essa abordagem necessita que o desenvolvedor do controlador esteja familiarizado com a operação da planta. Pelo fato da descrição matemática da dinâmica ser abandonada, como substituto, tem-se um conjunto de regras que descrevem sua operação (se algo acontecer, faça isso). A ênfase está nas condições obtidas empiricamente que prescrevem uma certa ação em resposta a um conjunto das condições anteriores.

Em se tratando da sintonia, não existe uma técnica para o controlador baseado em regras. Repetidas tentativas são necessárias para ajustar cada parâmetro medido à

sua variável de controle. Todo o processo é iterativo.

2.1.2 Model Based Design

Em uma abordagem tradicional, todo *design* é programado e testado em um protótipo físico. Isto limita o número de testes que podem ser realizados. O *design* e teste de sistemas de controle utilizando *Model Based Design* (MBD) acelera o processo de desenvolvimento reduzindo a necessidade de teste em pista - normalmente mais cara e demorada que simulação [19]. Simulações podem ser usadas para estudar a resposta do veículo a várias manobras de esterçamento por exemplo. Tais testes podem ser repetidos enquanto se varia parâmetros como superfície da pista, modelo dos pneus e propriedades do veículo.

Buscando acelerar o desenvolvimento de seus sistemas de controle de voo, [32] utiliza o MBD. O tempo de desenvolvimento foi reduzido em 6 meses e minimizou-se os atrasos devido a problemas de requerimentos.

O fluxo de trabalho do MBD é demonstrado na Fig. (4)

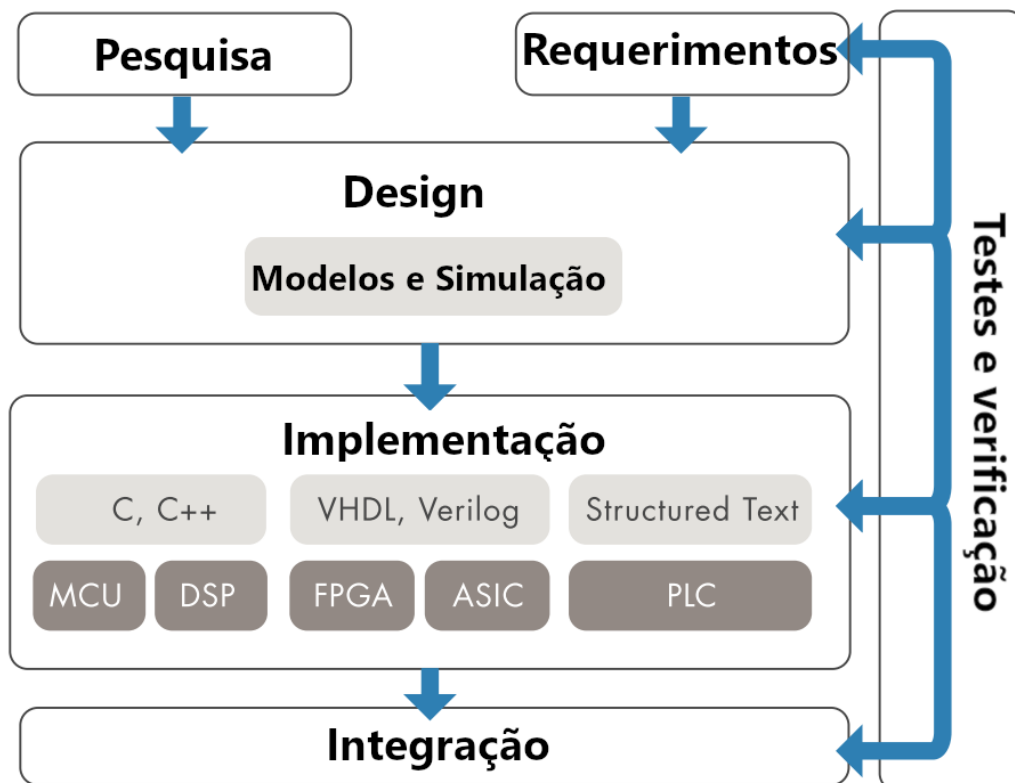


Figura 4 – Fluxo de trabalho do MBD [4].

As etapas *Design*, *Implementation* e *Integration* fazem parte de uma série de testes aplicados no MBD. São normalmente chamados respectivamente de *Model-in-the-loop* (MIL), *Software-in-the-Loop* (SIL) e *Hardware-in-the-Loop* (HIL).

No MIL, se desenvolve o sistema de controle e o modelo da planta no mesmo ambiente virtual. Seu objetivo é verificar se a dinâmica e a resposta do sistema atingiram os requerimentos estabelecidos [33].

Visando desenvolver a primeira *scooter* elétrica inteligente da Índia, [34] utilizou MBD para simulação e otimização. A empresa avaliou designs em semanas e reduziu o tempo de testes em 50%.

No SIL, o código do controlador é escrito e testado, ainda no mesmo ambiente virtual da planta. Esta fase busca garantir o funcionamento do código [33]. Apesar dos pontos positivos, métodos tradicionais de simulação possuem desvantagens ao serem incapazes de replicar as condições reais.

De acordo com [33], simulações HIL surgiram devido a necessidade de se testar e prototipar sistemas sob condições mais realistas. Esta técnica permite componentes reais e virtuais serem testados em conjunto. O código do controlador é embarcado em um *hardware* e o modelo da planta é simulado em um componente capaz de operar em tempo real. Nesta fase, se busca reproduzir o comportamento real do sistema o mais próximo possível.

Visando avaliar a performance em veículos sob várias condições de pista, [35] desenvolveram sistemas de sistemas de frenagem ativos (ABS, TCS e ESC). Afirmaram que o HIL, ao incorporar o papel das ECUs, provê um melhor aproveitamento de tempo e custo durante os testes. A confiança de seus resultados está entre o teste veicular real e a pura simulação.

2.1.3 Ambiente de simulação

Em uma abordagem tradicional, todo *design* é programado e testado em um protótipo físico. Isto limita o número de testes que podem ser realizados. O *design* e teste de sistemas de controle utilizando um ambiente virtual acelera o processo de desenvolvimento reduzindo a necessidade de teste em pista - normalmente mais cara e demorada que simulação [19]. Simulações podem ser usadas para estudar a resposta do veículo a várias manobras de esterçamento por exemplo. Tais testes podem ser repetidos enquanto se varia parâmetros como superfície da pista, modelo dos pneus e propriedades do veículo.

O software *VI-CarRealTime* é um ambiente de modelagem e simulação virtual voltado para um modelo simplificado de veículo. Dentre suas funcionalidades estão: reunir os subsistemas principais do veículo (suspensão, *powertrain*, esterçamento, rodas e freios) para descrever seu comportamento; definir manobras; iniciar simulações conjuntas em sistemas embarcados ou com *Matlab-Simulink*; pós-processar os resultados obtidos.

O *VI-CarRealTime* serviu de base por [36] para analisar o impacto de um sistema de esterçamento em dois eixos sobre a performance do pneu. Foi utilizado o módulo de

máxima performance para avaliar os melhores tempos de um veículo de Fórmula 1 no circuito internacional de Shanghai. Graças ao software, foi possível conhecer a melhor configuração para o sistema sobre a pista desejada sem a necessidades de testes reais.

O software *VI-CarRealTime* é organizado em diversos módulos, cada qual utilizado para tarefas específicas. A estrutura base gerencia os modelos, simulações e inter-comunica acessórios como: gráficos, editor de pista e pós-processamento. Modelos veiculares podem ser criados pelo usuário ao inserir dados de suspensão, massa, inércia e curvas de subsistemas diversos.

A Fig. (5) apresenta os módulos presentes no *VI-CarRealTime*. *VI-Road* é responsável por gerar pistas e trajetórias para o motorista; *VI-Animator*, responsável pelo pós-processamento de animações e gráficos; *VI-SuspensionGen* gera curvas de comportamento da suspensão; *VI-TireLimits* é uma ferramenta para avaliar as forças atuantes sobre o pneu dada suas propriedades. O *Adams/Car* é opcionalmente usado para o desenvolvimento de modelos veiculares.

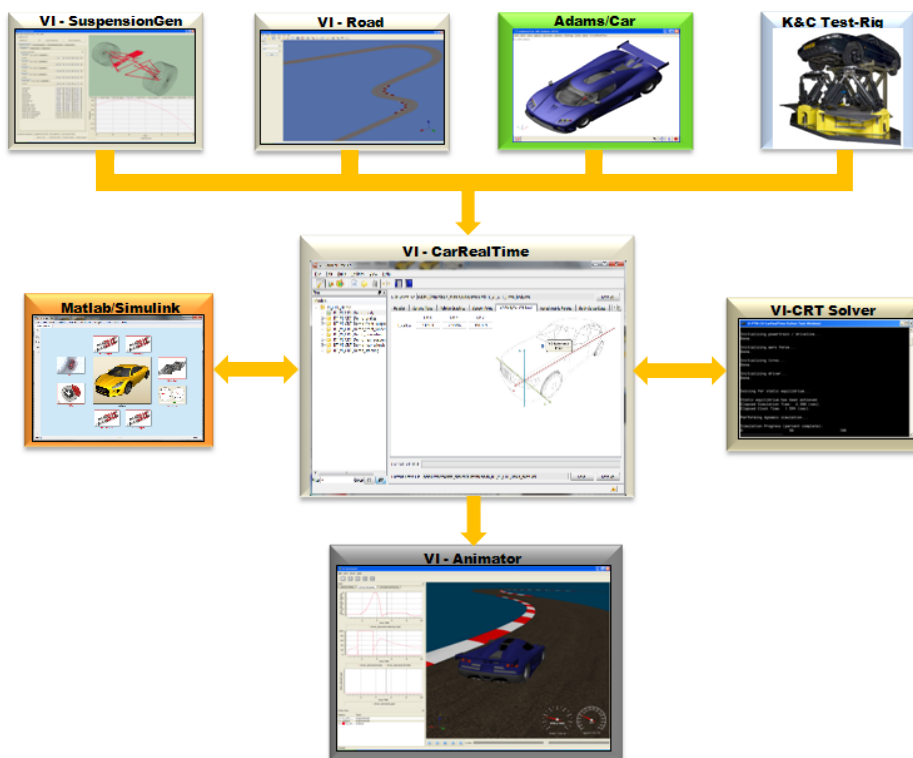


Figura 5 – Fluxograma do VI-CarRealTime [5].

A estrutura base do *VI-CarRealTime* se comunica com *VI-CRT Solver* para gerar os resultados das simulações. Este contém a formulação matemática necessária que descreve o comportamento do veículo. Em conjunto, pode-se utilizar o *Matlab/Simulink* para adicionar subsistemas e alterar o comportamento padrão do veículo.

3 Revisão teórica

Este capítulo trata da dinâmica veicular e diferentes modelos que a descrevem; demonstra um modelo de motorista e descreve a estrutura de controladores voltados a aplicação veicular.

3.1 Dinâmica Veicular

O termo dinâmica veicular se baseia no comportamento do veículo na pista. Vários pesquisadores nas últimas décadas buscam descrever o comportamento dos veículos, sejam eles de passeio ou comerciais [18]. O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas no veículo pelos pneus, gravidade e aerodinâmica. De maneira simples, dada uma manobra particular, quer-se saber como o veículo irá se comportar.

Para se iniciar os estudos, deve-se determinar o sistema de coordenadas do veículo - coordenadas locais. A Tabela (1) mostra o sistema de coordenadas padrão adotado pela SAE (*Society of Automotive Engineers*).

Tabela 1 – Sistema de coordenadas SAE

Eixos	Velocidade linear	Deslocamento angular	Velocidade angular	Força	Momento
x	u (frontal)	ϕ	p ou $\dot{\phi}$ (rolagem)	F_x	M_x
y	v (lateral)	θ	q ou $\dot{\theta}$ (arfagem)	F_y	M_y
z	w (vertical)	ψ	r ou $\dot{\psi}$ (guinada)	F_z	M_z

Na Figura (6) está o sistema de coordenadas fixo do veículo para descrever seu movimento como uma massa concentrada no centro de gravidade. Essas coordenadas movem com o veículo.

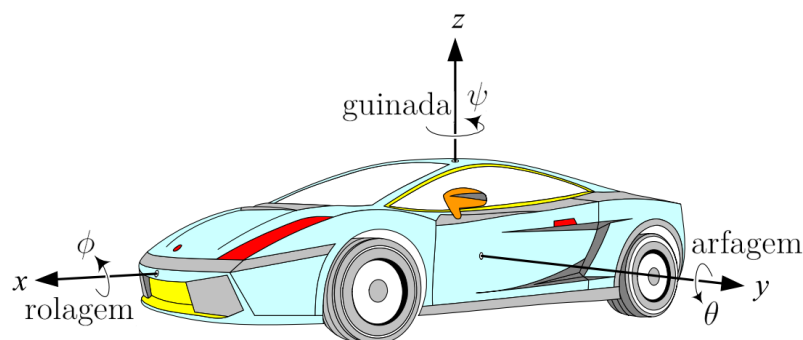


Figura 6 – Sistema de coordenadas [6].

Para facilitar a compreensão e os cálculos, a modelagem da dinâmica é dividida em 3 partes: dinâmica vertical, longitudinal e lateral. Por mais que estejam correlacionadas, podem ser modeladas de forma independente [6].

A dinâmica vertical estuda as forças e reações na direção z e os ângulos de arfagem e rolagem (θ e ϕ); responsável pelo conforto dos passageiros. A dinâmica longitudinal é analisada na direção x com seu ângulo de arfagem θ ; responsável pelo consumo e desempenho de aceleração do veículo. A dinâmica lateral, por fim, trata do comportamento na direção y e o ângulo de guinada ψ ; responsável pela estabilidade em manobras (em modelagens com mais de 3 DOF, θ também é levado em consideração).

3.1.1 Dinâmica lateral

A dinâmica lateral compreende o comportamento do veículo em manobras e mudança de direção. Como dito por [11], em altas velocidades, não se pode assumir que a velocidade em roda está na direção da roda. Neste caso, é utilizado um modelo dinâmico.

A Figura (7) mostra os eixos fixos globais de referência e define o ângulo de direção do veículo ψ ; e o ângulo de escorregamento lateral, β .

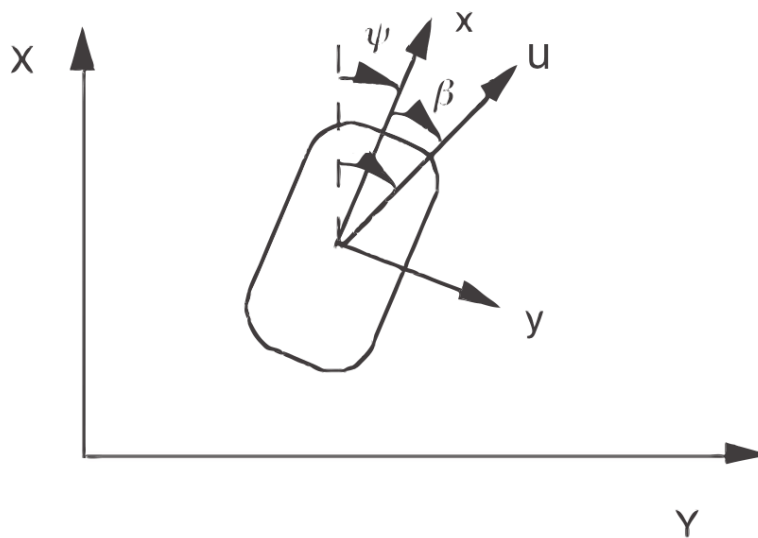


Figura 7 – Ângulos de referência. [7].

O ângulo ψ determina a direção do veículo em relação às coordenadas globais e β é o ângulo entre o vetor de direção e o vetor de velocidade do veículo. Pode ser escrito como $\tan(\beta) = \frac{v}{u_0}$ e, considerando-se pequenos ângulos:

$$\beta = \frac{v}{u_0} \quad (3.1)$$

onde v é a velocidade lateral (direção y) e u_0 , a velocidade longitudinal (direção x); ambas em coordenadas locais.

Na literatura, a dinâmica lateral é baseada no modelo bicicleta mostrado da Fig. (8a). Este termo é utilizado porque as rodas direita e esquerda são consideradas como uma única.

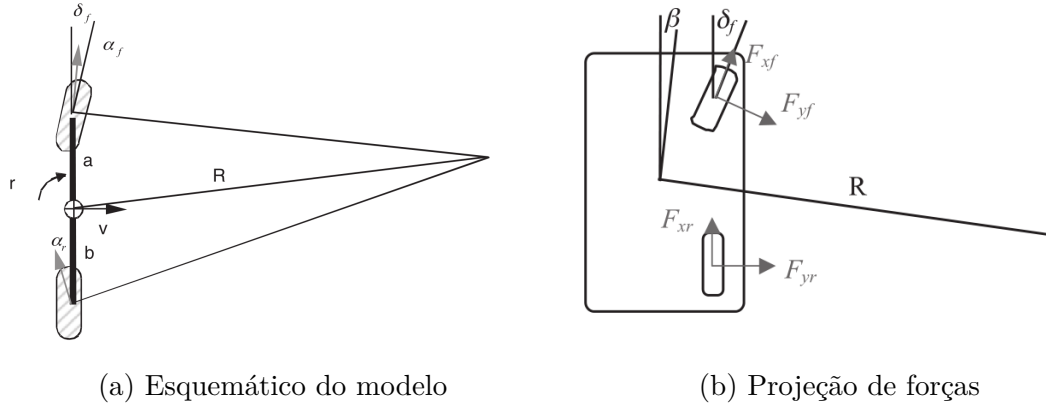


Figura 8 – Modelo bicicleta [7].

δ_f é o ângulo de esterçamento da roda dianteira, α_f e α_r são os ângulos de escorregamento das rodas dianteira e traseira respectivamente (ângulo entre a direção da roda e sua velocidade), a e b são as distâncias entre os eixos dianteiro e traseiro e o centro de gravidade, $L = a + b$, R é o raio da curva realizada pelo veículo, F_{xf} e F_{xr} são as forças de reação longitudinais exercidas no pneus, enquanto F_{yf} e F_{yr} são as forças laterais.

Utilizando de geometria, tem-se que:

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (3.2)$$

A Eq. (3.2) implica que o ângulo de esterçamento δ_f é constituído de uma parte constante igual a L/R (ângulo de Ackermann) e uma parte dinâmica, que é igual à diferença entre o escorregamento frontal e traseiro.

As forças laterais agindo nos pneus, F_{yf} e F_{yr} , são relacionadas aos ângulos de escorregamento, α_f e α_r pela rigidez de esterçamento C_α de acordo com a Eq. 3.3

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (3.3)$$

Aplicando a segunda lei de Newton no modelo, tem-se:

$$\begin{aligned} F_{yr} &= m(a/L) (u^2/R) \\ F_{yf} &= m(b/L) (u^2/R) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Dessa forma, os ângulos de escorregamento lateral de cada roda são definidos por:

$$\begin{aligned}\alpha_f &= \frac{mu^2}{R} \frac{b}{L} \frac{1}{C_{\alpha f}} \\ \alpha_r &= \frac{mu^2}{R} \frac{a}{L} \frac{1}{C_{\alpha r}}\end{aligned}\quad (3.5)$$

Desenvolvendo a Eq. (3.2) ângulo de esterçamento δ , chega-se ao ângulo de esterçamento:

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \left(\frac{mb}{LC_{\alpha f}} - \frac{ma}{LC_{\alpha r}} \right) \frac{u^2}{R} \equiv \frac{L}{R} + K_{us} \cdot a_y \quad (3.6)$$

onde K_{us} é o coeficiente de subesterçamento dado em $(rad/(m/s^2))$. Mostrado na Fig. (9), K_{us} descreve como o veículo se comporta ao realizar uma curva. Quando igual a zero, o esterçamento é definido como neutro [37]. Neste caso, para uma curva de raio constante, não é necessário alterar o ângulo de esterçamento ao variar a velocidade.

Quando $K_{us} > 0$, o comportamento é classificado como subesterçante (*understeer*). Neste caso, o ângulo de esterçamento deve aumentar proporcional à velocidade. Caso $K_{us} < 0$, o comportamento verificado é sobreesterçante (*oversteer*) e, ao aumentar a velocidade, o ângulo de esterçamento deve diminuir.

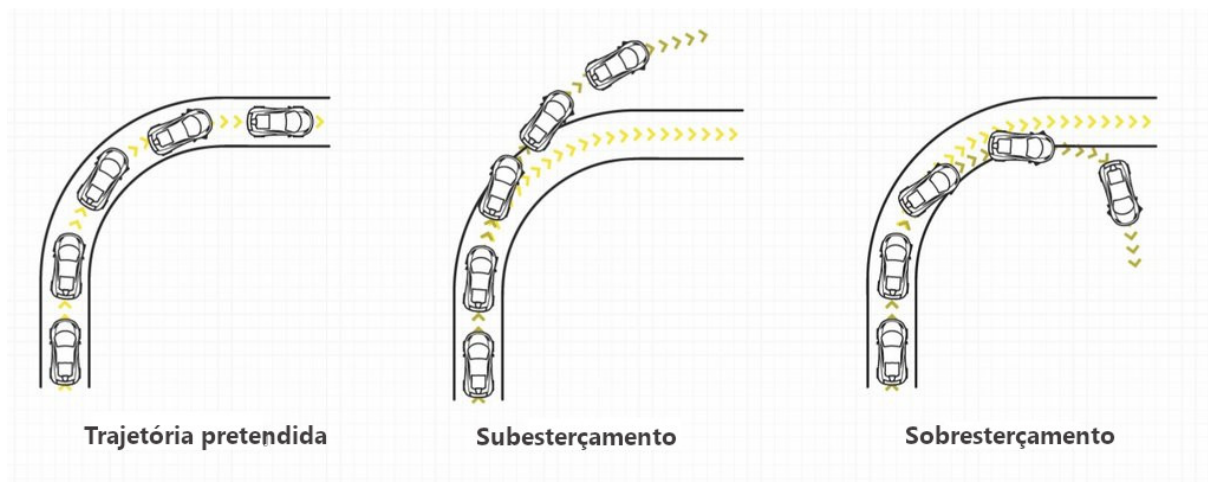


Figura 9 – Trajetória com sobre e subesterçamento. [8].

3.1.2 Modelagem do veículo

3.1.2.1 Modelos de 2-DOF

Modelos 2-DOF são utilizados na literatura quando não há a necessidade de se analisar o movimento de rolagem. A Fig. (8b) se baseia no modelo de [7]. A partir da segunda lei de Newton tem-se:

$$F_{yf} + F_{yr} = ma_y = m\ddot{y} = m(u_0 r + \dot{v}) = m(u_0 r + u_0 \dot{\beta}) \quad (3.7)$$

$$aF_{yf} - bF_{yr} = I_z \dot{r} \quad (3.8)$$

Assumindo comportamento linear da dinâmica e $v = \beta u_0$:

$$F_{yf} = C_{\alpha f} \alpha_f = C_{\alpha f} \left(\delta_f - \left(\frac{v + ar}{u_0} \right) \right) = C_{\alpha f} \left(\delta_f - \beta - \frac{ar}{u_0} \right)$$

$$F_{yr} = C_{\alpha r} \alpha_r = C_{\alpha r} \left(\frac{br - v}{u_0} \right) = C_{\alpha r} \left(\frac{br}{u_0} - \beta \right)$$

Combinando as Eq. (3.7) e (3.8), obtém-se o modelo linear 2-DOF:

$$mu_0 \dot{\beta} + mu_0 r = -(C_{\alpha f} + C_{\alpha r}) \beta + \left(\frac{C_{\alpha r} b - C_{\alpha f} a}{u_0} \right) r + C_{\alpha f} \delta_f \quad (3.9)$$

$$I_z \dot{r} = (bC_{\alpha r} - aC_{\alpha f}) \beta - \left(\frac{C_{\alpha f} a^2 + C_{\alpha r} b^2}{u_0} \right) r + aC_{\alpha f} \delta_f \quad (3.10)$$

Dado um sistema de equações diferenciais, a teoria moderna de controle utiliza o conceito de espaço estados para solução de sistemas complexos [38]. O estado de um sistema dinâmico é o menor conjunto de variáveis que determina completamente o comportamento do sistema.

Equações no espaço de estados possuem 3 tipos de variáveis: variáveis de entrada, de saída e de estado. As equações de estado e de saída são dadas por:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}(t)\mathbf{u}(t) \end{aligned} \quad (3.11)$$

onde $\mathbf{A}(t)$ é a matriz de estado; $\mathbf{B}(t)$, a matriz de entrada; $\mathbf{C}(t)$, a matriz de saída e $\mathbf{D}(t)$, a matriz de transmissão direta.

O espaço de estados $\dot{x} = Ax + Bu$ para a Eq. (3.9) é mostrado na Eq. (3.12), onde o δ_f é a variável de entrada.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\left(\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mu_0} \right) & -\left(\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{mu_0^2} \right) - 1 \\ -\left(\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{I_z} \right) & -\left(\frac{C_{\alpha f} a^2 + C_{\alpha r} b^2}{I_z u_0} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{mu_0} \\ \frac{aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f \quad (3.12)$$

Normalmente, o movimento de interesse é o relativo do carro à pista. Neste caso, deve-se definir duas variáveis adicionais: y , o deslocamento lateral, e ψ , o ângulo de gui-

nada relativo à pista. Sendo $v = \beta u_0$, $\dot{y} = v + u_0\psi$ e $\dot{\psi} = r$, $\ddot{y} = \dot{v} + u_0r$, a equação no espaço de estados é:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & u_0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mu_0}\right) & 0 & \frac{-aC_{\alpha f} + bC_{\alpha r}}{mu_0} - u_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-aC_{\alpha f} + bC_{\alpha r}}{I_z u_0} & 0 & -\left(\frac{C_{\alpha f} a^2 + C_{\alpha r} b^2}{I_z u_0}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{C_{\alpha f}}{mu_0} \\ 0 \\ \frac{aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f \quad (3.13)$$

A Eq. (3.13) deve ser desenvolvida quando o veículo descreve uma trajetória curva. Dois parâmetros desejados são inseridos: ψ_d é o ângulo de guinada desejado ou a orientação da pista; r_d é a taxa de guinada desejada (tais parâmetros serão definidos adiante).

Utilizando novamente das equações da dinâmica veicular, Eq. (3.7) e (3.8) e substituindo a Eq. (3.14), obtemos o espaço de estados para o veículo em uma trajetória curva (Eq. 3.15).

$$\begin{aligned} F_{yf} &= C_{\alpha f} \alpha_f = C_{\alpha f} \left(\delta_f - \frac{v + ar}{u_0} \right) = C_{\alpha f} \left(\delta_f - \frac{\dot{y}}{u_0} - \frac{ar}{u_0} + (\psi - \psi_d) \right) \\ F_{yr} &= C_{\alpha r} \alpha_r = C_{\alpha r} \left(\frac{br - v}{u_0} \right) = C_{\alpha r} \left(-\frac{\dot{y}}{u_0} + \frac{br}{u_0} + (\psi - \psi_d) \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi - \psi_d \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\left(\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mu_0}\right) & \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{m} & \frac{-aC_{\alpha f} + bC_{\alpha r}}{mu_0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-aC_{\alpha f} + bC_{\alpha r}}{I_z u_0} & \frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{I_z} & -\left(\frac{C_{\alpha f} a^2 + C_{\alpha r} b^2}{I_z u_0}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi - \psi_d \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{C_{\alpha f}}{m} \\ 0 \\ \frac{aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ -u_0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} r_d + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{M_{ESC}}{I_z} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

onde \dot{y} é a velocidade lateral; $\psi - \psi_d$ é a diferença entre o ângulo de guinada real e o desejado, e M_{ESC} é o sinal de momento que será comandado pelo controlador de alto nível. Ele é o responsável por corrigir a trajetória do veículo.

A fim de analisar a estabilidade lateral, [9] utilizam um modelo 2-DOF. Os movimentos de interesse são o de escorregamento lateral e de guinada. O modelo se baseia de acordo com a Fig. (10).

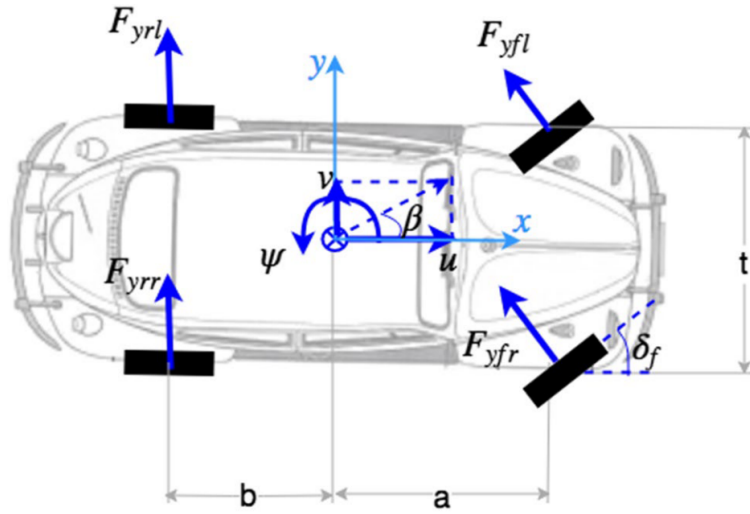


Figura 10 – Modelo veicular [9].

Considerando pequenos ângulos, as seguintes equações de movimento são descritas:

$$\dot{\beta} = \frac{\sum F_y}{mu} - \dot{\psi} \quad (3.16)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) + M_{ESC}}{I_z} \quad (3.17)$$

$$F_{yi} = C_{\alpha i} \alpha_i \quad (3.18)$$

O ângulo de escorregamento das rodas frontais e traseiras são aproximadas pelas funções lineares:

$$\alpha_f = -\beta - \frac{a\dot{\psi}}{u} + \delta_f \quad \alpha_r = -\beta + \frac{b\dot{\psi}}{u} \quad (3.19)$$

3.1.2.2 Modelos de 3 DOF

Para que o modelo dinâmico atinja o comportamento real, seriam necessárias equações mais complexas [12]. De modo a simplificar, a abordagem mais comum na literatura é reduzir as equações para um modelo planar com uma massa e inércia resultando em um modelo com 3 graus de liberdade: um rotacional e dois planares. Esses modelos são capazes de descrever a maior parte da dinâmica lateral e, ao mesmo tempo, são simples o suficiente para se aplicar os métodos de controle tradicionais.

A partir da Fig. (10), um modelo que considera o movimento lateral, de guinada e de rolagem é utilizado por [9] pelas equações:

$$mu(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_s \ddot{\phi} = \sum F_y \quad (3.20)$$

$$I_{zz} \ddot{\psi} - I_{xz} \ddot{\phi} = a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{rr}) + M_{ESC} \quad (3.21)$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} = m_s h_s u(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_s h_s g \phi - (k_{\phi f} + k_{\phi r}) \phi - (c_{\phi f} + c_{\phi r}) \dot{\phi} \quad (3.22)$$

onde ϕ é o ângulo de rolagem; m , a massa total do veículo; m_s , a massa suspensa acima do eixo de rolagem; h_s , a altura do eixo de rolagem. I_{xx} e I_{zz} são, respectivamente, os momentos de inércia de guinada e de rolagem e I_{xz} é o produto de inércia relacionado à guinada e rolagem. $k_{\phi i}$ é o coeficiente de rigidez da rolagem e c_{ϕ} , o coeficiente de amortecimento da rolagem.

3.1.3 Taxa de guinada desejada

No nível mais fundamental, o ESC visa melhorar a estabilidade da guinada. O movimento de guinada desejado normalmente é calculado a partir do ângulo de volante fornecido pelo motorista (ângulo de esterçamento). Em alguns casos, o motorista pode realizar uma manobra repentina para desviar de um obstáculo. Nessa situação, o controlador precisa atingir a taxa de guinada desejada o mais rápido possível.

Para determinar o movimento de guinada desejado, partimos do princípio que tal movimento corresponde ao esterçamento fornecido pelo motorista. Utilizando do modelo bicicleta e considerando regime permanente, [7] define a função de transferência do ângulo de esterçamento para a taxa de guinada:

$$G_r = \frac{r}{\delta_f} = \frac{\frac{u}{R}}{\delta_f} = \frac{u}{L + K_{us} u^2} \quad (3.23)$$

$$K_{us} = \frac{mb}{LC_{af}} - \frac{ma}{LC_{ar}} \quad (3.24)$$

onde u é a velocidade frontal, L é o entre eixos e K_{us} , definido de acordo com a Eq. (3.24), é o coeficiente de sobreesterçamento. Dessa forma, chega-se na relação entre ângulo de esterçamento e taxa de guinada desejada:

$$r_d = \dot{\psi}_d = G_r \delta_f \quad (3.25)$$

3.2 Modelo do motorista

Um modelo de motorista é utilizado para simular o ângulo de esterçamento imposto pelo motorista ao dirigir. Como entrada, será considerado um trajeto definido e, como

saída do sistema, o ângulo δ .

A Fig. (11) mostra o modelo desenvolvido por [10]. Ele considera que o motorista observa a posição atual y_{0s} , a direção dada pela guinada ψ e a posição y_d a uma distância L_a . O modelo age de forma a corrigir o movimento atual do veículo para que se alcance o ponto A.

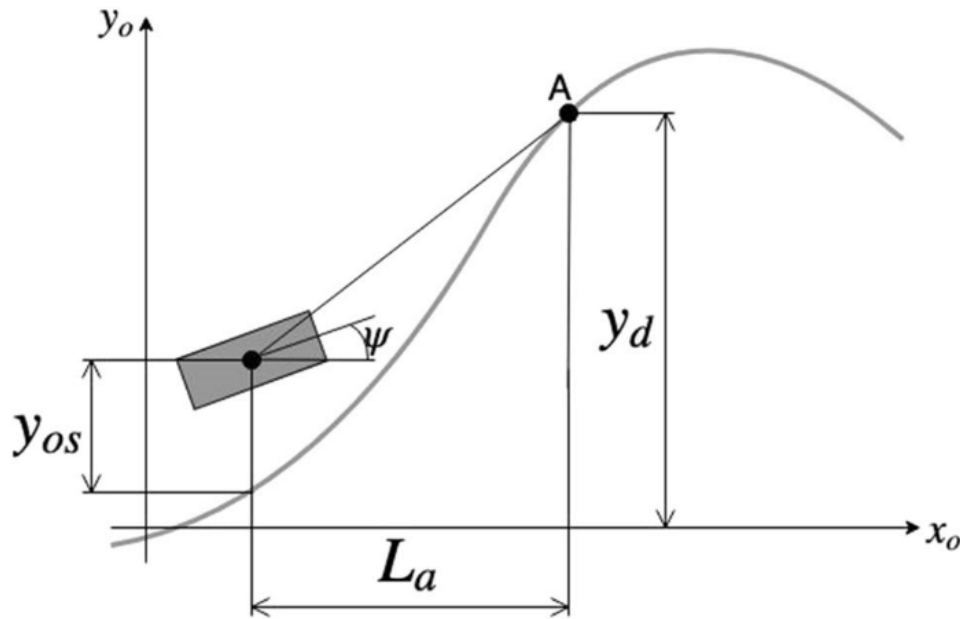


Figura 11 – Modelo do motorista [10].

A Eq. (3.26) descreve este modelo onde T_k é o tempo de resposta do motorista e W é o ganho do ângulo de esterçamento.

$$\delta_1(t) = \frac{W}{L_a} y_d \left(t + \frac{L_a}{v} - T_k \right) - \frac{W}{L_a} y_{0s} (t - T_k) - W \psi (t - T_k) \quad (3.26)$$

3.3 Controladores

Em um veículo normal, a trajetória do veículo é controlada pelo motorista. Nesta malha, os sensores são inúmeros por conta da capacidade humana - visão, sentidos de aceleração, temperatura e audição. O motorista pode regular a velocidade pela troca de marchas e os pedais de aceleração e freio. Ele observa o comportamento do veículo e acumula experiência.

Sistemas de controle automático podem ser analisados de forma análoga. Os parâmetros do controlador seriam a experiência humana configurada em meio eletrônico.

A estrutura do ESC pode ser implementada seguindo dois níveis de hierarquia - alto e baixo nível [9]. O controle de alto nível gera como saída o momento de guinada desejado, enquanto o de baixo nível comanda os atuadores para atingir tal momento (Fig. 12). A vantagem dessa abordagem é o potencial do sistema de alto nível ser utilizado em veículos com diferentes atuadores.

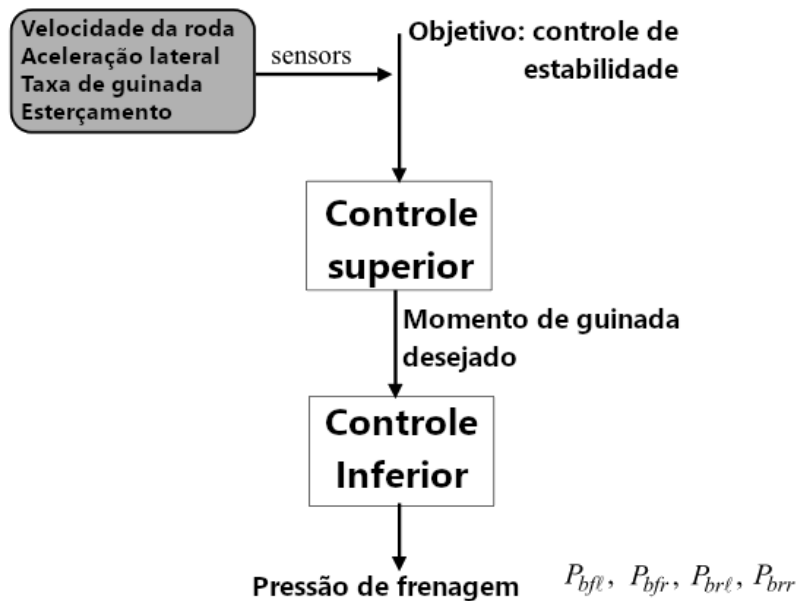


Figura 12 – Estrutura do ESC [11].

O controlador de alto nível tem o objetivo de garantir a estabilidade da guinada e se assume que ele pode comandar qualquer valor de torque. Ele utiliza de medidas dos sensores de velocidade das rodas, da taxa de guinada, da aceleração lateral e do ângulo de esterçamento. A partir dessas medidas, se calcula o torque de guinada desejado. O controlador de baixo nível garante que o torque desejado é de fato obtido pelo sistema de frenagem. Ele utiliza da dinâmica dos pneus e controla a pressão de frenagem em cada uma das 4 rodas para gerar o torque de guinada.

Em seu trabalho, [12] utiliza uma arquitetura que permite fácil expansão devido a sua modularidade (Fig. 13).

Ele divide o controle em 3 módulos: (1) Geração de referência e controle de alto nível; (2) Alocação de controle; (3) Controle de baixo nível. Cada módulo possui uma funcionalidade distinta

O primeiro módulo interpreta e processa os comandos do motorista e converte em um objetivo de controle, por exemplo, uma taxa de guinada desejada e limites de escorregamento lateral. O controlador de alto nível então tenta alcançar as referências desejadas requisitando um momento de guinada. Existem diversos tipos de controladores que suprem a função de alto nível. Desde os mais simples como PID até os mais complexos

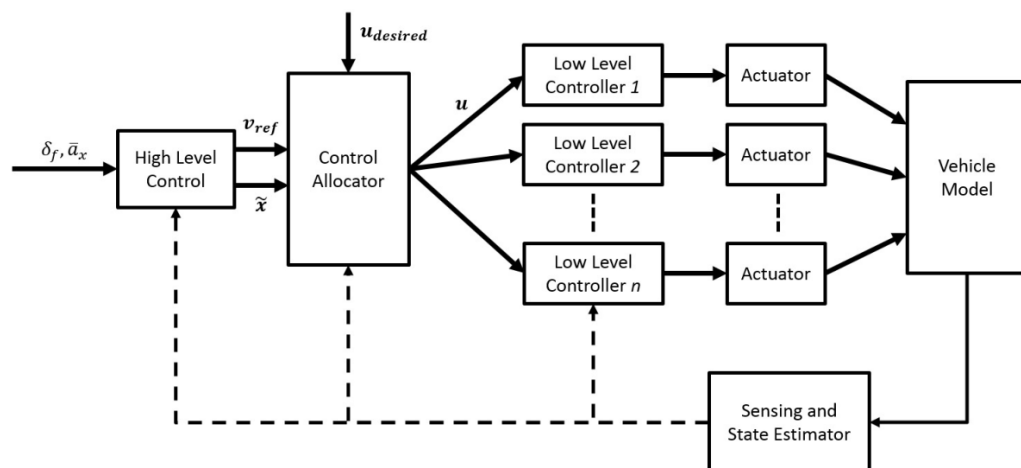


Figura 13 – Estrutura do ESC [12].

como preditivos. [39] compararam controladores PID e *fuzzy* para controle de faixa, [40] descreveram controladores preditivos para diversos casos.

O módulo (2) é responsável por distribuir os esforços de controle entre os atuadores. Normalmente, em carros de passageiros, há múltiplos atuadores e este módulo deve ser capaz de dividir apropriadamente entre eles.

O módulo (3) é responsável por gerar nos atuadores os esforços ditados pelo módulo (2). Ele também pode adicionar robustez limitando os esforços aos limites físicos que o sistema é capaz de suportar.

4 Metodologia

Este capítulo tem como objetivo descrever a forma em que será realizada a modelagem dos sistemas dinâmicos apresentados no capítulo 3. Baseada na arquitetura descrita, é proposto um controlador de alto nível e de baixo nível. Também serão apresentadas as manobras sob as quais os modelos serão submetidos.

4.1 Modelos veiculares

As modelagens descritas nesta seção se tratam do desenvolvimento MIL dos modelos necessários no projeto do ESC. As simulações realizadas no *Matlab/Simulink* contarão com o controlador de alto nível. As realizadas no *VI-CarRealTime* contarão com o controlador de alto e baixo nível.

4.1.1 Modelo Teórico

A simulação segue o diagrama apresentado na Fig. (14), onde o modelo do veículo contém as equações diferenciais do modelo 2-DOF da Seção (3.1.2) e parâmetros apresentados na Tab. (2). Os sinais de saída são integrados e enviados para o controlador (Seção 4.2).

O modelo do motorista (Fig. 15) é responsável por calcular a trajetória realizada pelo veículo e o ângulo de volante dado pelo motorista.

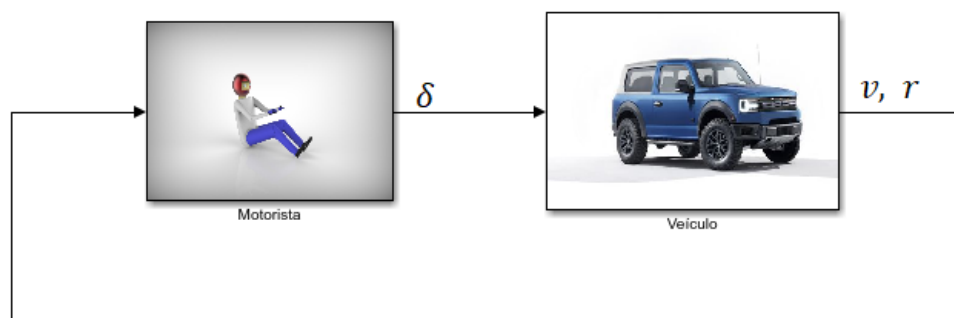


Figura 14 – Diagrama da simulação.

O modelo do veículo gera como saída as velocidades locais (u e v). Para o cálculo da posição real é necessário integrar as velocidades globais (V_x e V_y) mostradas na Fig. (10). Este cálculo é realizado no bloco "Velocidades globais" que utiliza as Eq. (4.1) e (4.2).

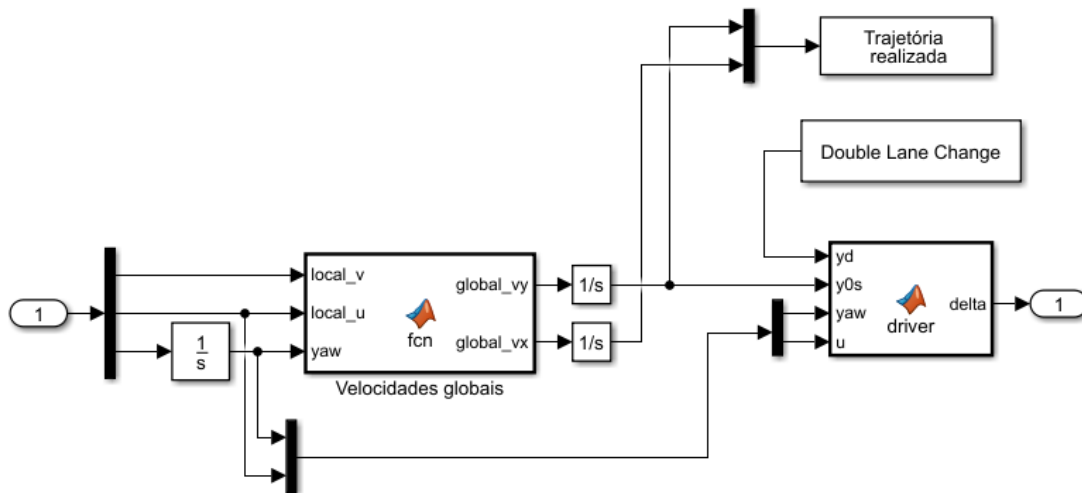


Figura 15 – Diagrama do motorista.

Tabela 2 – Parâmetros do modelo veicular

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
a	$1.26m$	$C_{\alpha f}$	$45292N/rad$
b	$1.58m$	$C_{\alpha r}$	$39018N/rad$
h	$0.64m$	I_{zz}	$3932.7kgm^2$
m	$2125Kg$		

$$V_x = u * \cos(\psi) - v * \sin(\psi) \quad (4.1)$$

$$V_y = u * \sin(\psi) + v * \cos(\psi) \quad (4.2)$$

As velocidades são integradas para se gerar a trajetória realizada e utiliza-se da Eq. (3.26) para determinação do ângulo de esterçamento δ_f .

O controlador de alto nível será adicionado ao modelo de acordo com a Fig. (16).

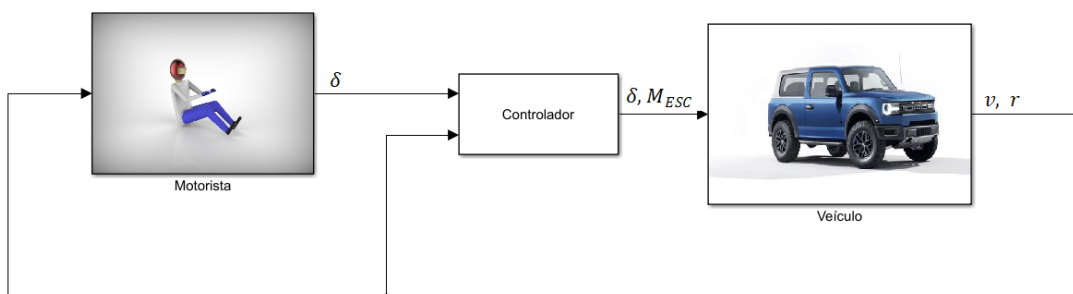


Figura 16 – Diagrama da simulação com controlador.

4.1.2 Modelo VI-CarRealTime

Para se utilizar o controlador desenvolvido no ambiente *Matlab-Simulink* juntamente ao modelo veicular do *VI-CarRealTime*, deve-se adicionar os diretórios que contem o *VI-CRT Solver* aos diretórios de busca do *Matlab* pelo comando "*addpath_vicrt_19*".

A partir do *Simulink*, é aberto o modelo *VI-CarRealTimeInstallationdir/acarrt/examples/Simulink/active_vehicle.mdl*. As simulações a serem realizadas seguem o diagrama apresentado na Fig. (17). Este possui como saída o esterçamento demandado pelo motorista, velocidades das rodas, massa do veículo, ângulo de deslizamento lateral, taxa de guinada, velocidade longitudinal, ângulo de rolagem e aceleração lateral. Estas saídas serão utilizadas para os os módulos de ABS e ESC.

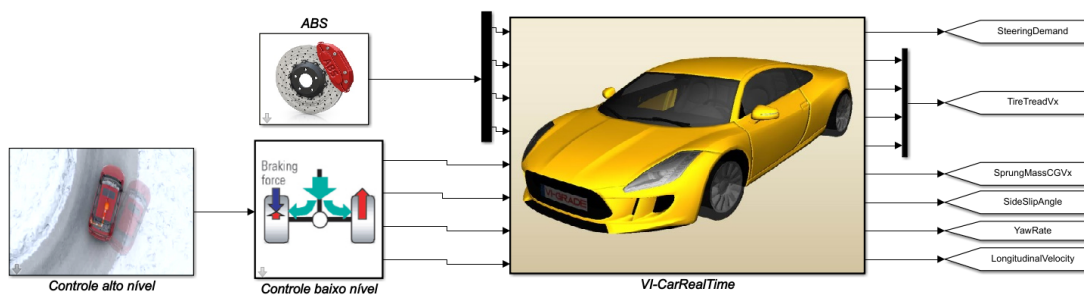


Figura 17 – Diagrama da simulação.

O módulo de ABS é utilizado visando evitar o travamento das rodas em caso de alta demanda de frenagem pelo controle ESC. Ele procura manter o escorregamento longitudinal dos pneus entre 0.1 e 0.2.

O módulos de ESC são separados em controle de alto e baixo nível. O controle de alto nível é mostrado na Fig. (18). Seu objetivo é calcular o momento de guinada necessário para a correção da trajetória. O módulo de baixo nível possui como objetivo utilizar o momento calculado para fornecer pressão nos freios. Suas estratégias são discutidas na Sec. (4.2).

O evento *FileDriven* junto ao veículo SUV será a base para a manobra DLC (Descrita na Seção 4.3.1). Este será modificado de forma que o motorista busque manter a velocidade inicial de 100km/h . Essas alterações são evidenciadas na Fig. (19).

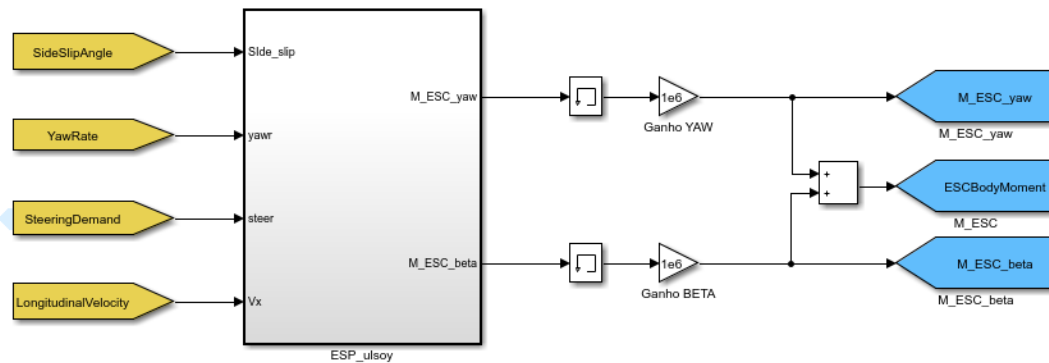


Figura 18 – Diagrama do controlador de alto nível [5].

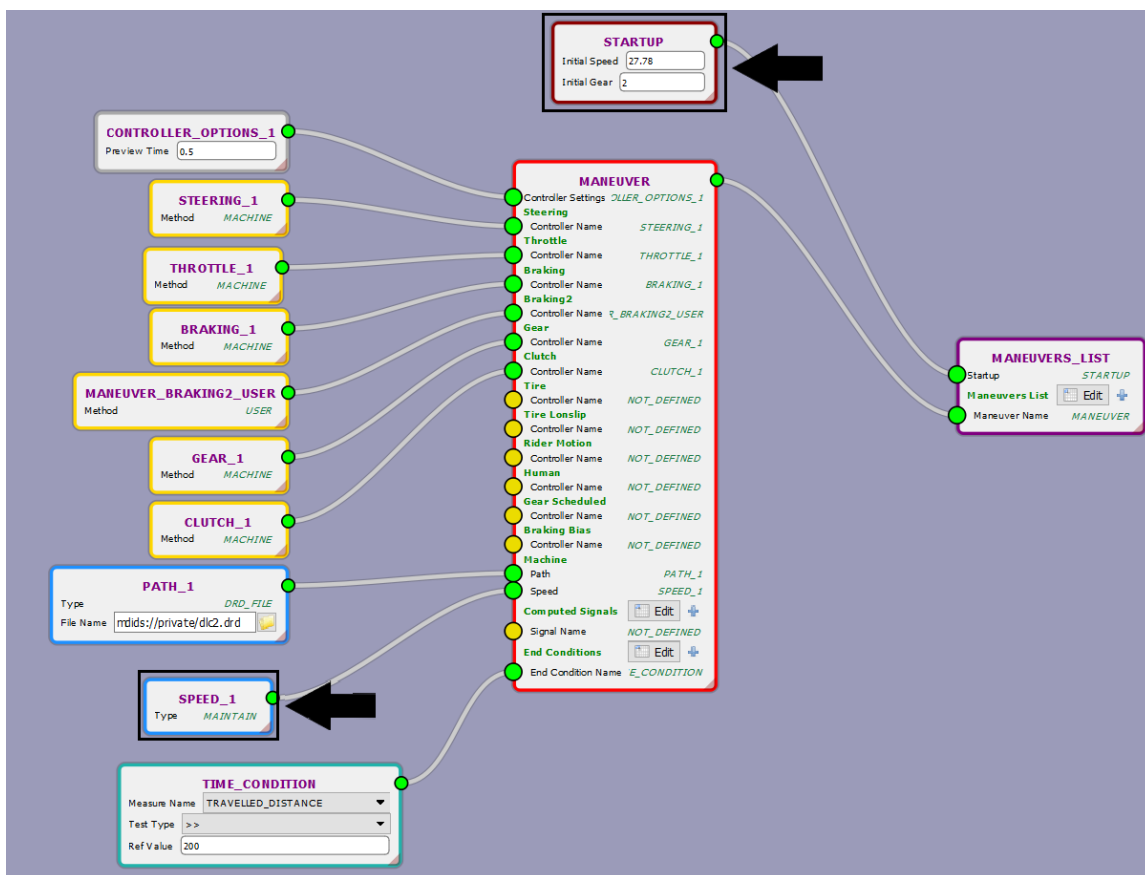


Figura 19 – Diagrama do evento para manobra DLC [5].

4.1.3 Investigação

O módulo de investigação do *Vi-CarRealTime* permite analisar as respostas de diversas variáveis do modelo. Por padrão, é possível realizar alterações somente nos parâmetros do veículo. Para se alterar as variáveis do controlador desenvolvido no *Matlab-Simulink*, é necessário exportá-lo como um *plugin* para o *Vi-CarRealTime*. Isto é realizado removendo o modelo de veículo do *Vi-CarRealTime* e utilizando portas de entrada e saída

do *CRT* como mostra a Fig. (20). Após compilado, o *plugin* gerado é importado como subsistema do veículo (Fig. 21).

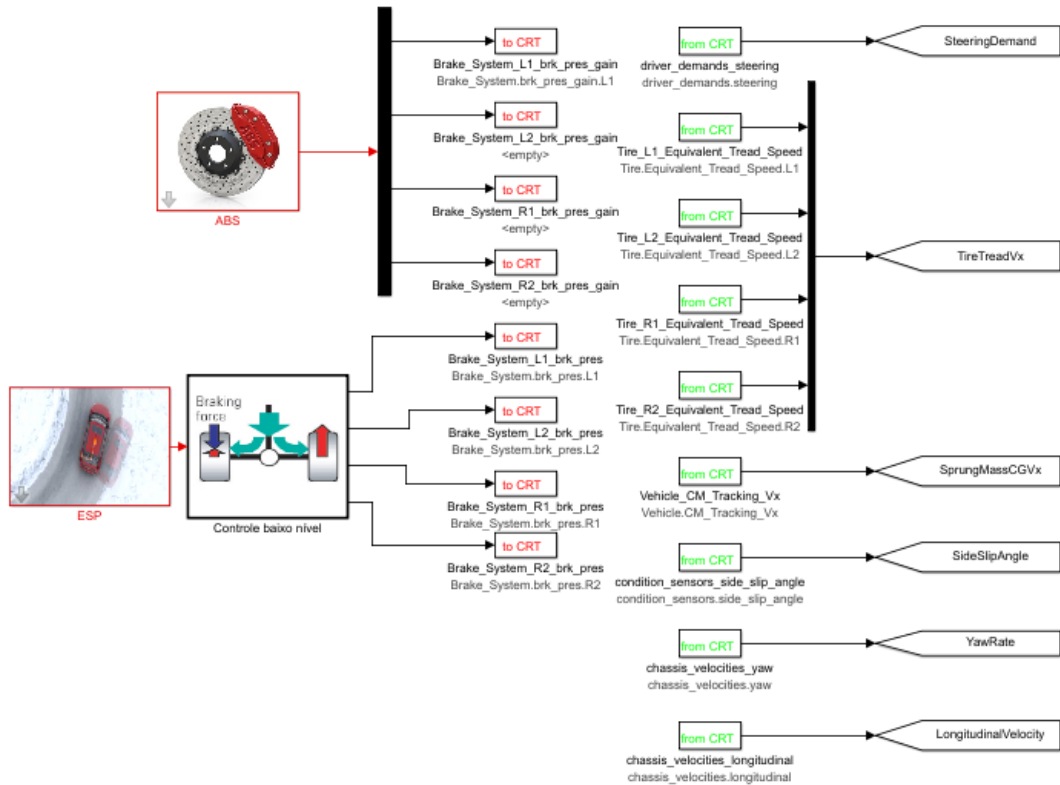


Figura 20 – Diagrama de modelo para exportação como *plugin*.

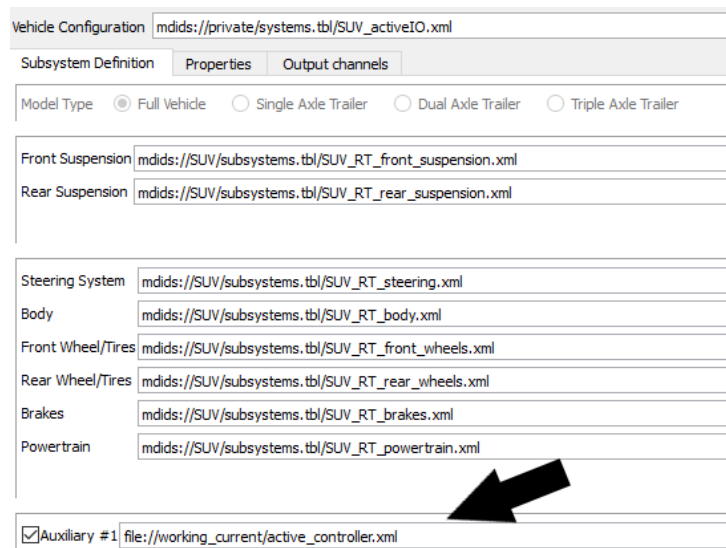


Figura 21 – Tela de importação do *plugin* como sistema auxiliar.

A Fig. (22) apresenta os parâmetros a serem alterados para a realização das simulações. Estes são descritos na Sec. (4.2.1).

Factors		Responses		
Name	Group	Name	Function	Channel Name
K_beta_d	0	Yaw_rate	Maximum Value	chassis_velocities.yaw
K_beta_p	0	side_slip	Maximum Value	Vehicle.Side_Slip_Angle
K_yaw	0	longitudinal_speed	Minimum Value	chassis_velocities.longitudinal
SideSlipThreshold	0	lateral_displacement	Maximum Value	chassis_displacements.lateral
YawRThreshold	0			
YawRThreshold_perct	0			

Figura 22 – Parâmetros de entrada e respostas para investigação.

As variáveis a serem acompanhadas durante as simulações serão: máxima taxa de guinada, máximo escorregamento lateral, velocidade longitudinal mínima e máximo deslocamento lateral. A taxa de guinada e escorregamento serão monitoradas para verificar se o controlador consegue manter o veículo dentro dos limites estabelecidos. A velocidade e o deslocamento serão responsáveis por definir os melhores comportamentos perante a manobra DLC. O objetivo será estabelecer a maior velocidade e o menor deslocamento lateral durante a trajetória.

4.2 Modelagem do ESC

4.2.1 Controle de alto nível

Os primeiros testes serão realizados por controladores proporcionais e derivativos propostos por [7]. Eles utilizam um algoritmo de controle proporcional que pode ser usado para reduzir a diferença entre as taxas de guinada atual e desejada:

$$\text{Se } |\dot{\psi} - \dot{\psi}_d| \geq \psi_{threshold} \text{ e } \frac{|\dot{\psi} - \dot{\psi}_d|}{\dot{\psi}_d} \geq \psi_{threshold_perct} \quad (4.3)$$

$$\text{Então } M_{ESC_yaw} = K_{yaw} (\dot{\psi}_d - \dot{\psi})$$

$$\text{Senão } M_{ESC_yaw} = 0$$

A Eq. (4.3) possui duas regras que, caso sejam satisfeitas, enviam o sinal de momento necessário no controle de alto nível.

Condição 1: O módulo da diferença entre a taxa de guinada atual e desejada, $|\dot{\psi} - \dot{\psi}_d|$, deve ser maior que um limite mínimo definido, $\psi_{threshold}$.

Condição 2: O módulo de diferença percentual entre a taxa de guinada atual e desejada, $\frac{|\dot{\psi} - \dot{\psi}_d|}{\dot{\psi}_d}$, deve ser superior a uma variação percentual, $\psi_{\text{threshold_perct}}$.

Os limites definidos são parâmetros a serem sintonizados. A condição 2 existe para compensar condições em que as taxas de guinada, tanto atual quanto desejada, são elevadas. Nessa situação, a diferença $|\dot{\psi} - \dot{\psi}_d|$ poderia ultrapassar o limite $\psi_{\text{threshold}}$ mas não percentualmente.

O sinal de momento M_{ESC_yaw} é a parcela do M_{ESC} responsável por corrigir a taxa de guinada. Seu valor é obtido através de um controle proporcional com ganho K_{yaw} .

Regras também são definidas afim de se controlar o ângulo de escorregamento lateral:

$$\text{Se } |\beta| \geq \beta_{\text{threshold}} \text{ and } \beta \cdot \Delta\beta > 0 \quad (4.4)$$

$$\text{Então } M_{ESC-\beta} = K_{\beta p} \cdot \beta + K_{\beta d} \cdot \Delta\beta$$

$$\text{Senão } M_{ESC-\beta} = 0$$

Condição 1: O módulo do escorregamento lateral $|\beta|$ deve ser maior que um limite mínimo, $\beta_{\text{threshold}}$.

Condição 2: Deve-se assegurar que o controlador só envie o sinal de momento quando a relação $\beta \cdot \Delta\beta$ for positiva, ou seja, quando o escorregamento estiver aumentando.

O sinal $M_{ESC-\beta}$ é a parcela do M_{ESC} responsável por corrigir o ângulo de escorregamento lateral. Os momentos gerados através da taxa de guinada e do ângulo de escorregamento podem ser combinados para se encontrar o valor necessário para se corrigir a trajetória.

4.2.2 Controle de baixo nível

O controle de baixo nível se dará ao aplicar o valor de momento calculado como pressão de frenagem nas rodas dianteiras e traseiras. A força de atrito exercida pelas rodas sobre o chão para gerar o momento de guinada desejado é calculada pela Eq. 4.5

$$F = \frac{P_{\text{frenagem}} \cdot r_{\text{disco}} \cdot 2 \cdot A_{\text{pastilha}} \cdot \mu_{\text{freio}}}{r_{\text{pneu}} \cdot \mu_{\text{pneu}}} \quad (4.5)$$

A Eq. (4.6) relaciona a força de atrito dos pneus com o momento de guinada desejado.

$$M_{\text{esc}} = (F_f + F_r) \cdot d \quad (4.6)$$

onde F_f e F_r são, respectivamente, a força de atrito na roda dianteira e traseira, e d , a distância lateral da roda e do CG. Considerando a mesma pressão nos freios dianteiros e traseiros, pressão que deve ser aplicada sobre os freios é:

$$P_{frenagem} = \frac{\mu_{pneu} \cdot r_{pneu} \cdot M_{esc}}{r_{disco} \cdot 2 \cdot A_{pastilha} \cdot \mu_{freio} \cdot d \cdot 2} \quad (4.7)$$

O coeficiente de atrito μ_{pneu} é inconstante e complexo de ser calculado. O ambiente *Vi-CarRealTime* calcula esse valor para o funcionamento de seu modelo, entretanto, não é possível estima-lo. Devido a isso, este será considerado constante e de valor 1.

A pressão e aplicada nas rodas é dada de acordo com a Eq. (4.8)

$$\begin{aligned} \text{Se } P_{frenagem} > 0 & \quad (4.8) \\ \text{Então } P_{fl} = P_{rl} = P_{frenagem} & \\ \text{Senão } P_{fr} = P_{rr} = -P_{frenagem} & \end{aligned}$$

onde P_{fl} é a pressão na roda frontal esquerda, P_{rl} , na roda traseira esquerda, P_{fr} , na roda frontal direita e P_{rr} , na roda traseira direita.

Em situações reais a condição do pneu frontal e traseiro são diferentes não sendo possível, assim, gerar a mesma força de frenagem. Para solucionar este problema, será utilizado o módulo ABS. Este, também, soluciona a questão de considerar $\mu_{pneu} = 1$. O ABS irá zerar o ganho de pressão sobre o pneu ao escorregar. O momento gerado nessa situação é menor que o desejado mas impede que o veículo continue com na situação de não estabilidade nos instantes que o controlador for acionado.

4.3 Trajetórias

4.3.1 Double lane change

As simulações seguirão condições de *Double Lane Change* (DLC) de acordo com a norma (ISO 3888). A trajetória realizada pelo veículo é mostrada na Fig. (23) e ele realizará este percurso a uma velocidade de 100km/h. Esta será utilizada para validar o modelo teórico e conjunto com o *VI-CarRealTime*. Também servirá de base para a validação do controle de alto nível.

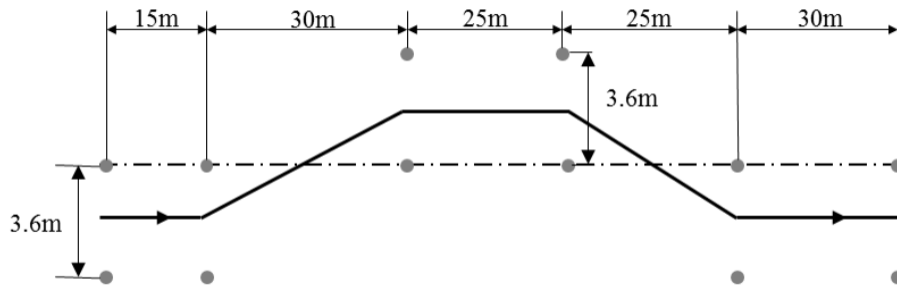


Figura 23 – Trajetória para condição DLC [13].

Tabela 3 – Coordenadas da manobra DLC.

Ponto	X (m)	Y (m)
1	30	0
2	37	0
3	45	0
4	75	3.6
5	87	3.6
6	100	3.6
7	125	0
8	140	0
9	155	0
10	170	0
11	185	0

4.3.1.1 Press Manouver

O software *Vi-CarRealTime* possui o evento *PressManouver* que busca o limite máximo de velocidade para qual o veículo não toque nenhum cone presente na pista. Após cada ciclo, a velocidade é aumentada e novos comportamentos, tanto do veículo quanto do motorista, são obtidos. O evento é completado após não ser possível aumentar a velocidade inicial sem nenhum cone ser atingido.

A Fig. (24) apresenta o posicionamento dos cones para a manobra ISO 3888. Esta manobra será utilizada junto ao modelo *Vi-CarRealTime* para observar o ganho de velocidade ao se utilizar o controlador.

4.3.2 Fish Hook

A manobra do anzol (*Fish Hook*) é um teste de estresse sobre a tendência de rolagem do veículo onde é induzido uma típica manobra de emergência. Seu nome provém da trajetória que a manobra assume. A Fig. (25) apresenta o ângulo de esterçamento utilizado como entrada desta manobra.

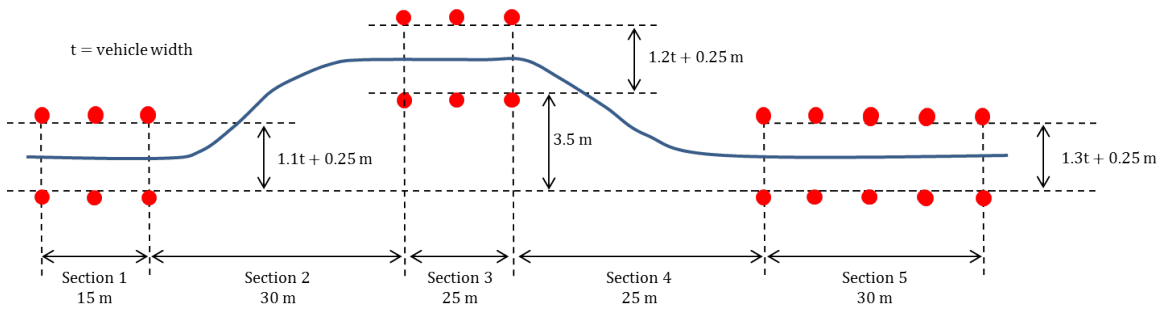


Figura 24 – Posicionamento dos cones na manobra ISO 3888.

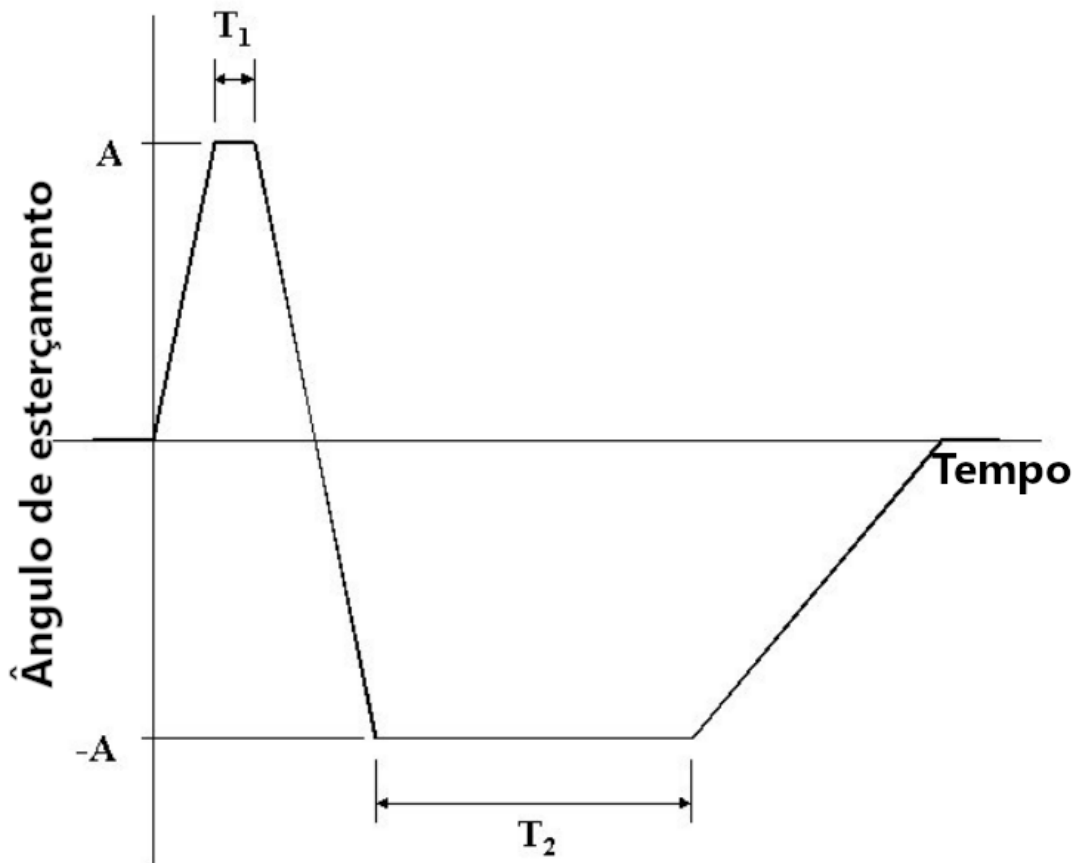


Figura 25 – Ângulo de volante para manobra *Fish Hook*.

A manobra consiste nas etapas: (1) Esterçamento inicial que gere uma aceleração lateral de $0,3g$; (2) Manter este esterçamento por $0,25$ segundos; (3) Esterçar para direção oposta gerando $-0,3g$; (4) Manter tal esterçamento por 3 segundos; (5) Retornar o ângulo de esterçamento para 0 graus [5].

4.3.3 J-turn

A curva em J (*J-turn*) é realizada para testar a resposta lateral transiente do veículo. A Fig. (26) apresenta o ângulo de esterçamento utilizado como entrada desta manobra.

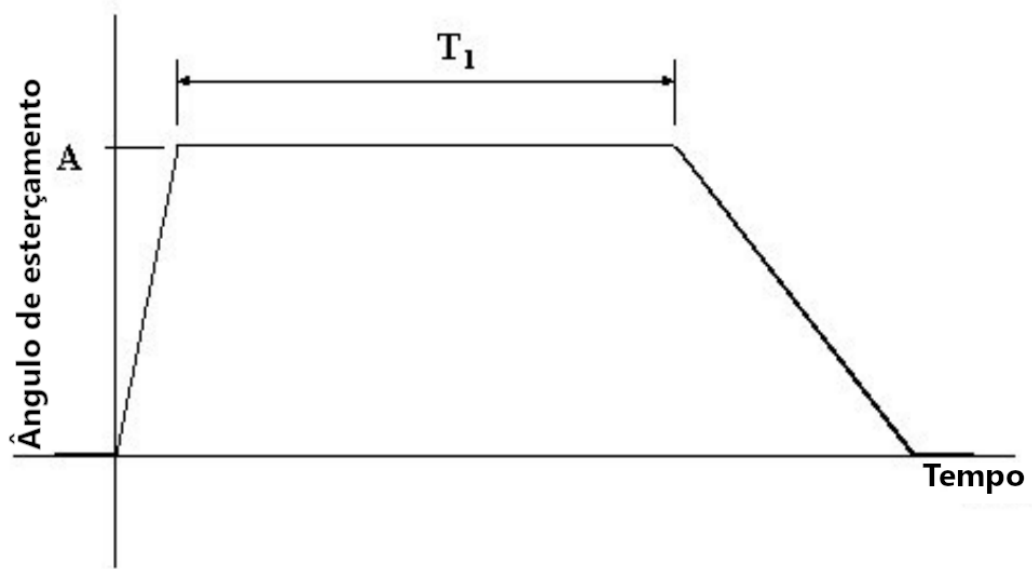


Figura 26 – Ângulo de volante para manobra *J-turn*.

O ângulo de esterçamento é aumentado a uma taxa de $17,45\text{rad/s}$ até um pico de correspondente ao ângulo necessário para gerar $0,3g$ de aceleração lateral multiplicado por $0,8$. Este pico é mantido por 4 segundos. Nos últimos $0,5$ segundos é aplicado força máxima nos freios. Ao término, o ângulo de esterçamento é retornado a 0 graus a uma taxa de $8,25\text{rad/s}$ [5].

5 Resultados

Neste capítulo será validado o modelo teórico na manobra DLC com e sem o controlador de alto nível. Após validado, o modelo *VI-CarRealTime* será submetido às manobras *Fish Hook*, *J-Turn* e ISO 3888 com a adição do controle de baixo nível. Será realizada a investigação sobre os parâmetros do controlador a fim de se conhecer os efeitos sobre a dinâmica do veículo. A Fig. (27) apresenta as simulações a serem realizadas neste capítulo.

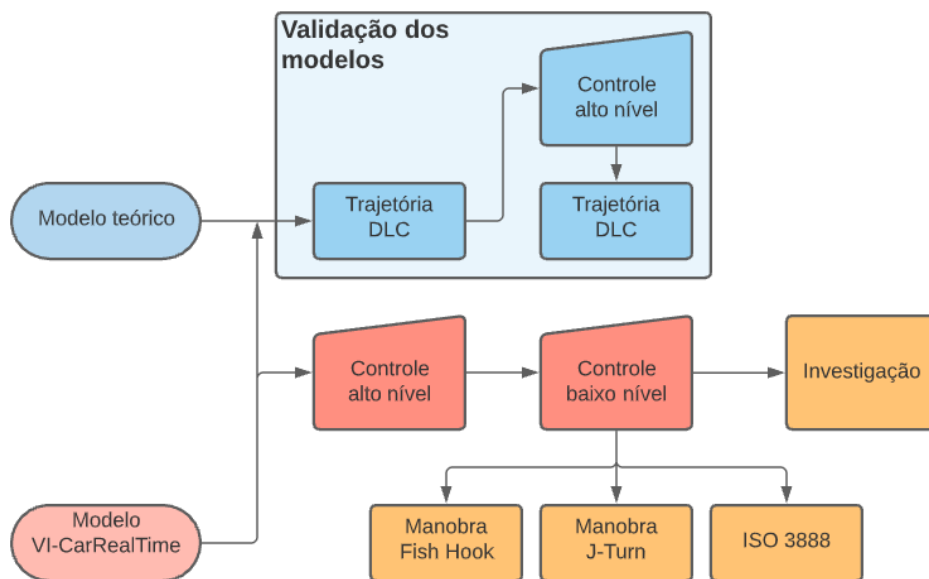


Figura 27 – Fluxograma das simulações.

5.1 Validação dos modelos

A Fig. (28) apresenta a trajetória DLC, realizada pelos veículos do modelo desenvolvido em *MatLab* (Eq. 3.15) e pelo modelo *VI-CarRealTime*.

Ambos os modelos seguiram uma trajetória semelhante, entretanto, para se avaliar o comportamento do veículo são necessárias as informações de taxa de guinada e escorregamento lateral. Estes são apresentados respectivamente nas Fig. (29) e (30).

O erro médio quadrático da taxa de guinada foi calculado em 0,048 enquanto o erro de escorregamento lateral, 1,63. Proporcionalmente ao valor máximo, 10% e 54%. Devido aos baixos valores para ambas as medidas, este erro não foi suficiente para interferir significativamente na trajetória do veículo. Seu comportamento foi estável em ambos os modelos.

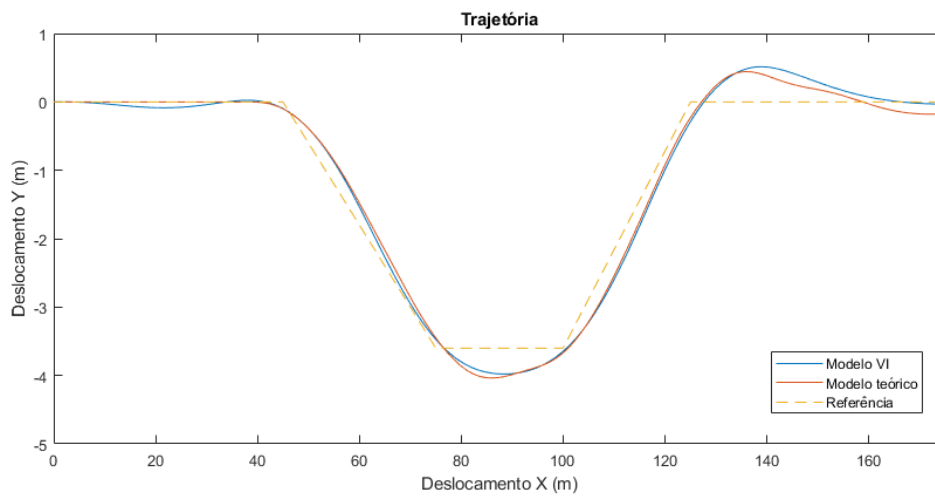


Figura 28 – Trajetória modelo VI e Teórico.

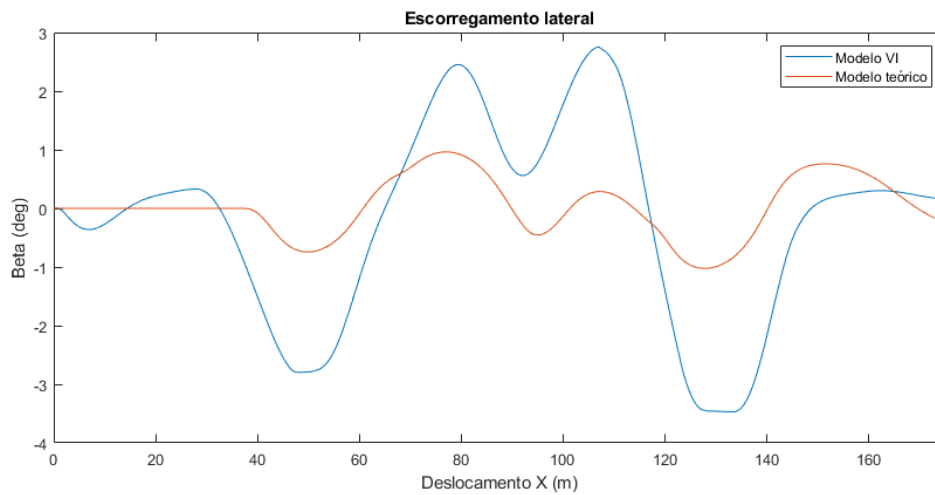


Figura 29 – Escorregamento lateral modelo VI e Teórico.

5.2 Controlador de alto nível

Nas simulações do controle de alto nível, utilizou-se os parâmetros propostos por [7] (Tab. 4). Estes dados servirão como condições iniciais para se iniciar o projeto do controlador.

Variável	Valor	Unidade
$\dot{\psi}_{threshold}$	0.5	deg/s
$\psi_{threshold_perct}$	2	%
K_{yaw}	0.2	$deg/rad/s$
$\beta_{threshold}$	3	deg
$K_{\beta p}$	2.5	deg/rad
$K_{\beta d}$	0.1	deg/rad

Tabela 4 – Parâmetros do controlador.

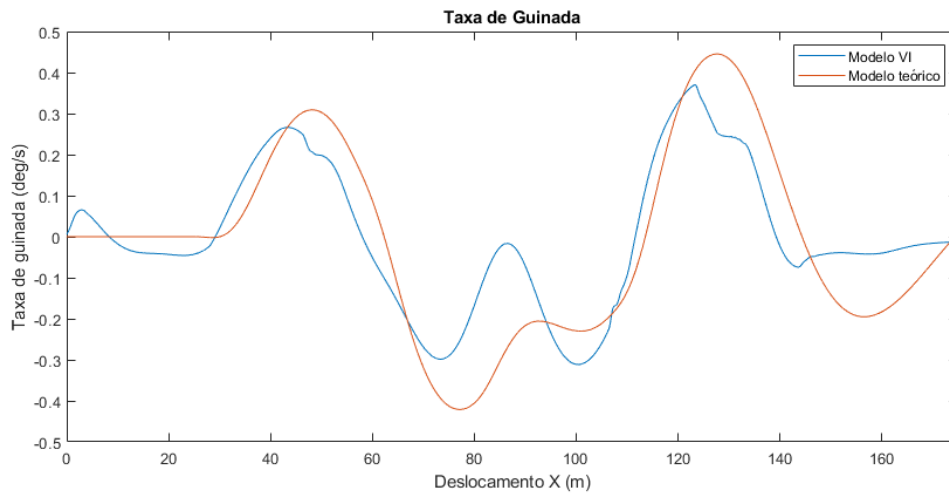


Figura 30 – Taxa de guinada modelo VI e Teórico.

Para a validação do controlador de alto nível, os limites da taxa de guinada e escorregamento lateral foram reduzidos para $0,25\text{deg/s}$ e $2,5\text{deg}$. Essa alteração em relação aos parâmetros da Tab. (4) foi realizada para aumentar o tempo de atividade do controlador. O objetivo destes resultados não é a sintonia do controle, mas a verificação de seu funcionamento.

As Fig. (31) a (34) apresentam o comportamento dos modelos com o controle ativo. Nota-se que ambos os modelos se mantêm dentro do limite especificado, entretanto, ao ser aplicado o momento externo, o modelo VI se mostra mais sensível à mesma escala de torque apresentada. Na Fig. (33), há diferenças de $0,05\text{deg/s}$ nos instantes de acionamento do controlador, enquanto que no modelo teórico não apresenta tal comportamento agressivo. Na Fig. (31), essa afirmação pode ser traduzida na presença de impulsos de momento no modelo VI enquanto, no teórico, se nota degraus nos mesmos instantes dos impulsos mencionados. Este comportamento deve às regras de acionamento do controlador. O veículo teórico somente ativa a parcela de momento provindo da taxa de guinada devido o escorregamento lateral ser baixo. O modelo VI, por sua vez, ativa o controle pelas regras de guinada e escorregamento lateral.

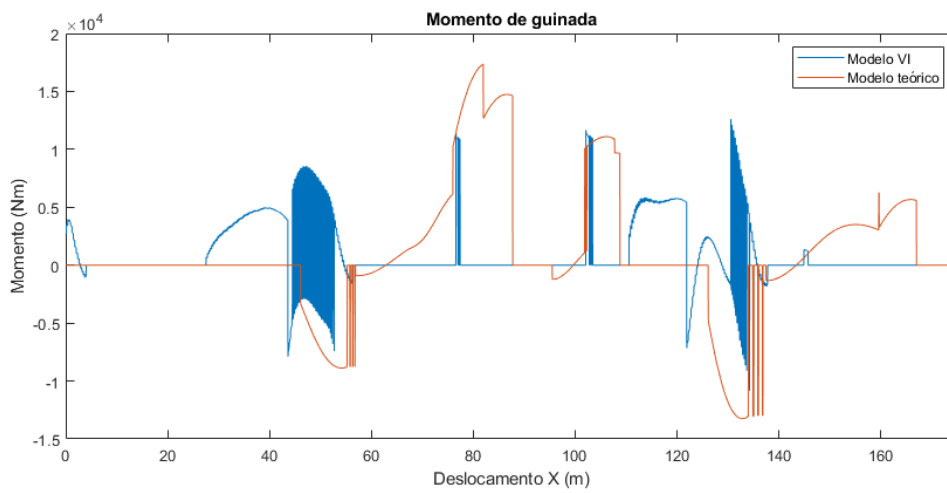


Figura 31 – Momento de guinada modelo VI e Teórico.

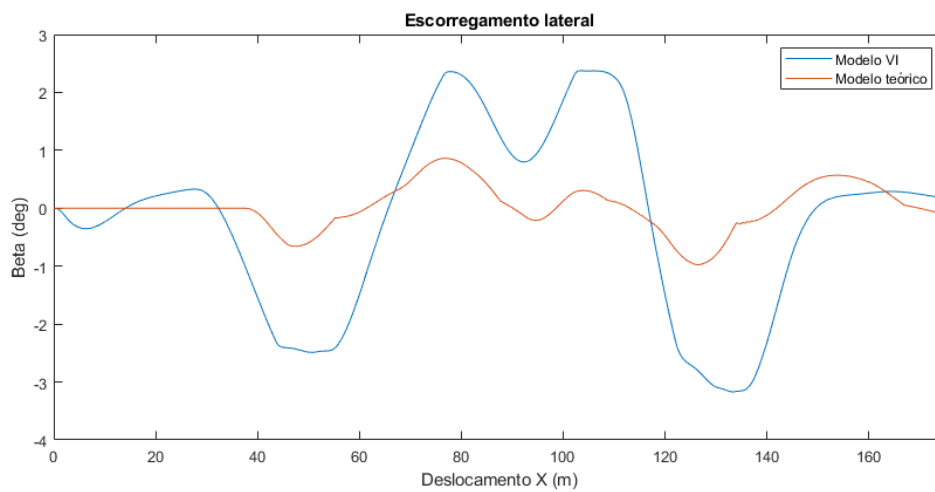


Figura 32 – Escorregamento lateral modelo VI e Teórico.

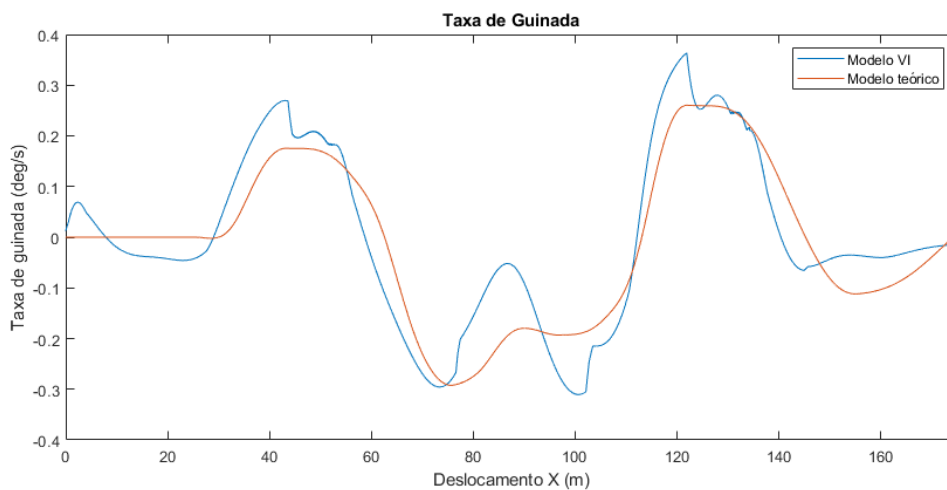


Figura 33 – Taxa de guinada modelo VI e Teórico.

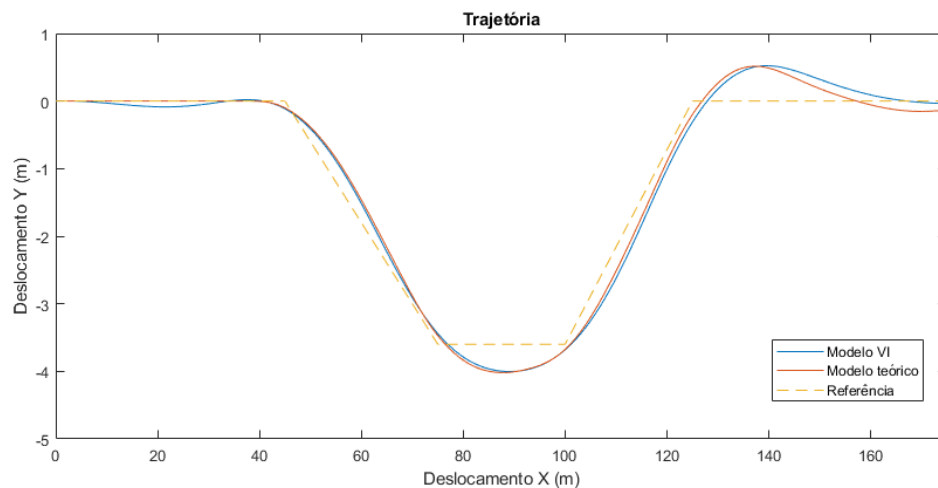


Figura 34 – Trajetória modelo VI e Teórico.

Apesar das diferenças na taxa de guinada e escorregamento lateral, o erro da trajetória entre os modelos é mínimo. Isso torna a aproximação válida, entretanto, devido a presença de mais subsistemas, somente o modelo *VI-CarRealTime* será utilizado para as simulações posteriores.

5.3 Controlador de baixo nível

O controle de baixo nível foi aplicado na manobra *Fish Hook*, *J-Turn* e pela *Press Manouver* ISO 3888. As configurações utilizadas pelo controlador de alto nível estão descritas na Tab. (4) e o ganho do controlador de baixo nível equivale a $748m^{-1}$.

5.3.1 Fish Hook

A Fig. (35) apresenta a trajetória realizada pelos veículos com controle ativo e sem controle. A Fig. (36) apresenta a pressão de frenagem nas 4 rodas no veículo ativo.

Nota-se que o controle de frenagem foi executado. Houve pressão sobre os freios, o que gerou a recuperação da estabilidade. O veículo sem controle perdeu estabilidade durante a inversão do ângulo de esterçamento. A Fig. (37) mostra, na posição $50m$, que o veículo com controle ativo recuperou sua estabilidade ao manter a taxa de guinada em patamares inferiores ao veículo sem controle.

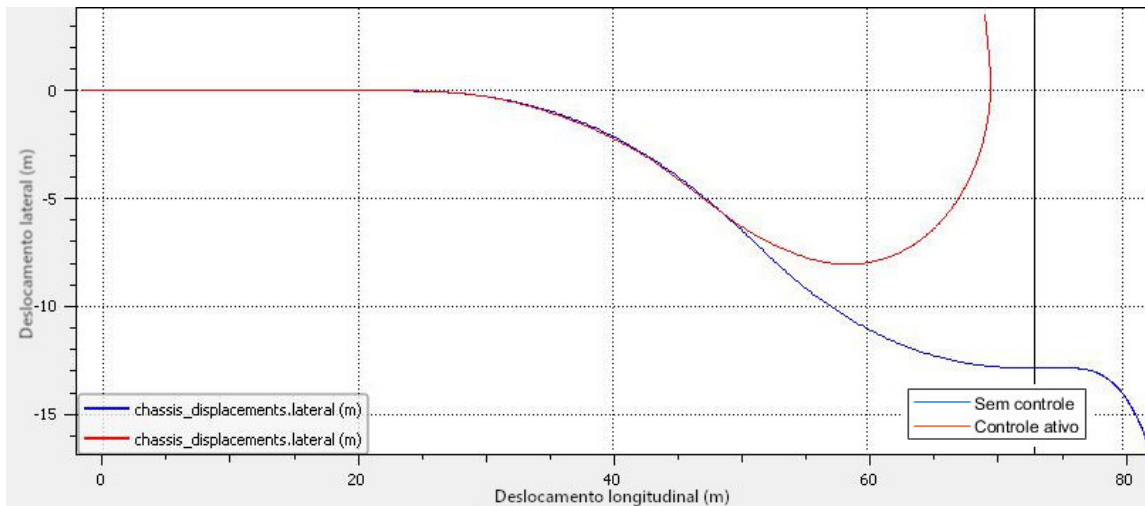


Figura 35 – Trajetória manobra Fish Hook.

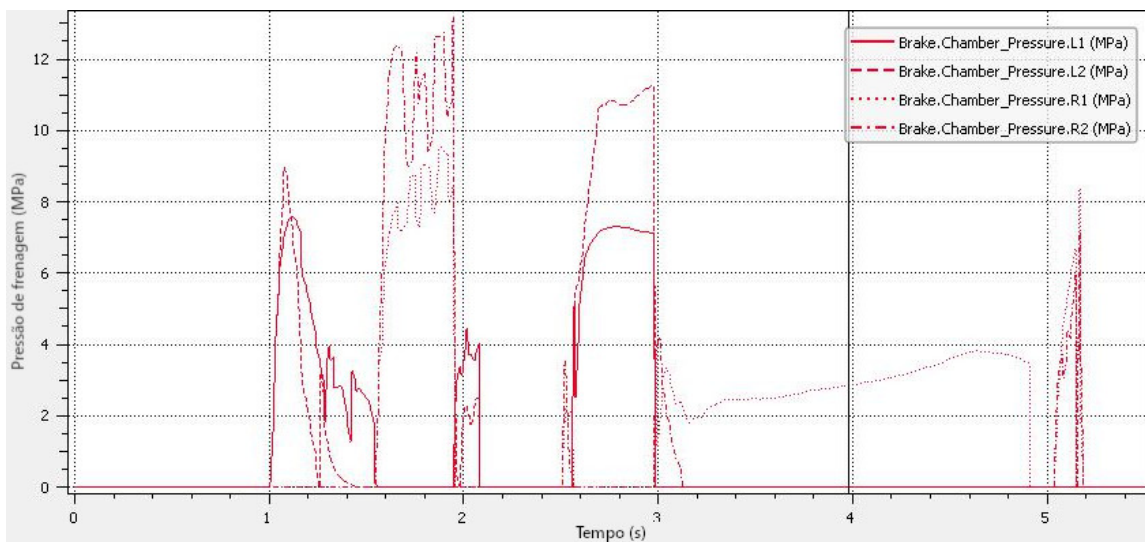


Figura 36 – Pressão de frenagem manobra Fish Hook.

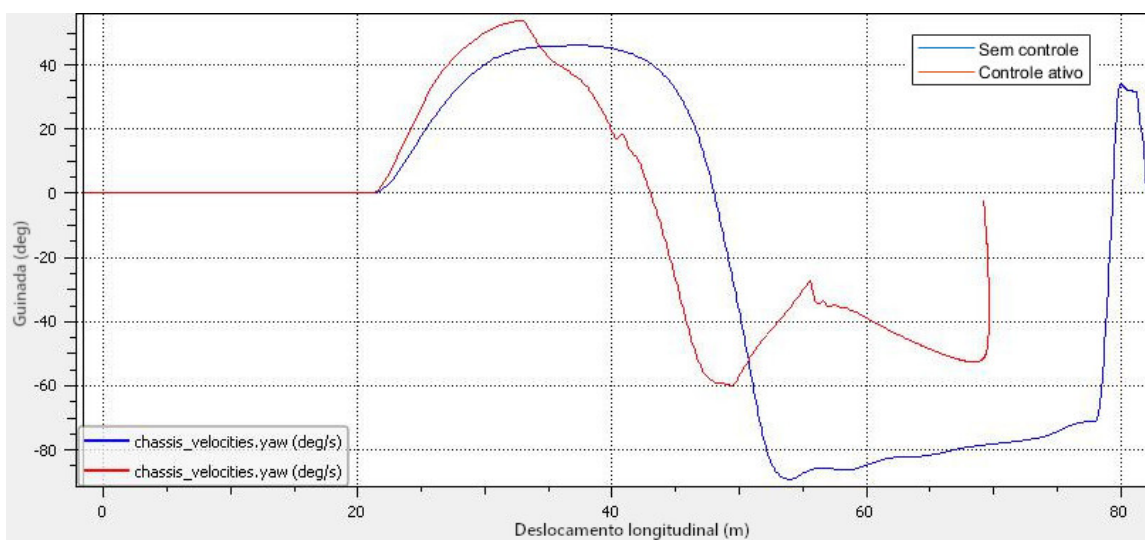


Figura 37 – Taxa de guinada manobra Fish Hook.

A Fig. (38) mostra que até o momento da perda de estabilidade, o veículo com controle ativo apresenta maior perda de velocidade. Isso se deve à atuação no sistema de freio. Além do torque gerado pela frenagem diferencial, há o contraponto da redução da velocidade.

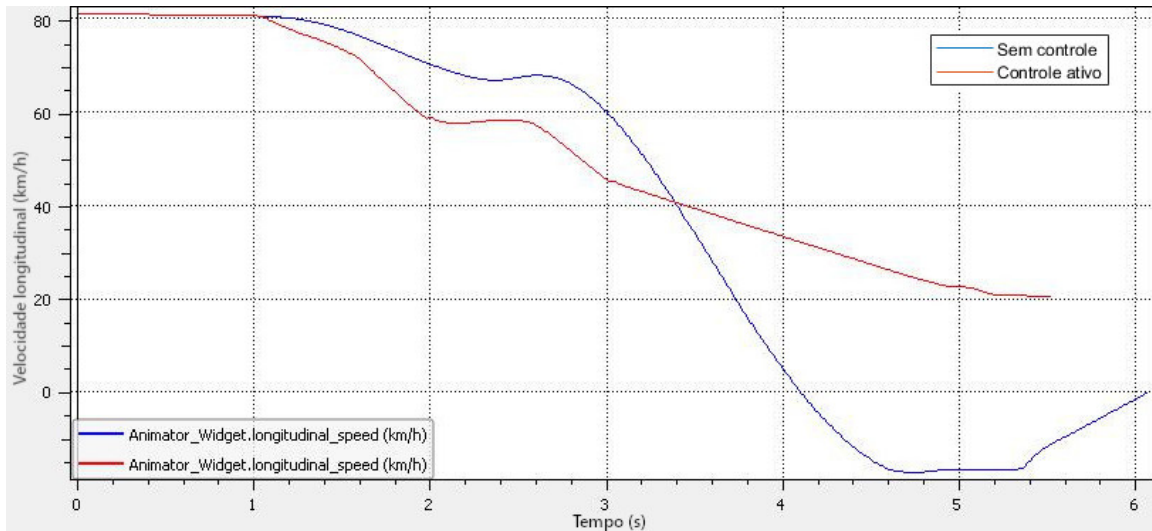


Figura 38 – Velocidade longitudinal manobra Fish Hook.

5.3.2 J-Turn

A *J-Turn* é uma manobra que simula uma curva com um ângulo de esterçamento constante. As Fig. (39) e (40) apresentam o comportamento do SUV.

O veículo sem controle apresentou maior sub-esterçamento. O tempo para o retorno do ângulo de escorregamento lateral para zero é maior para este. O veículo com controle ativo se mostra, desta forma, capaz de realizar curvas de menor raio.

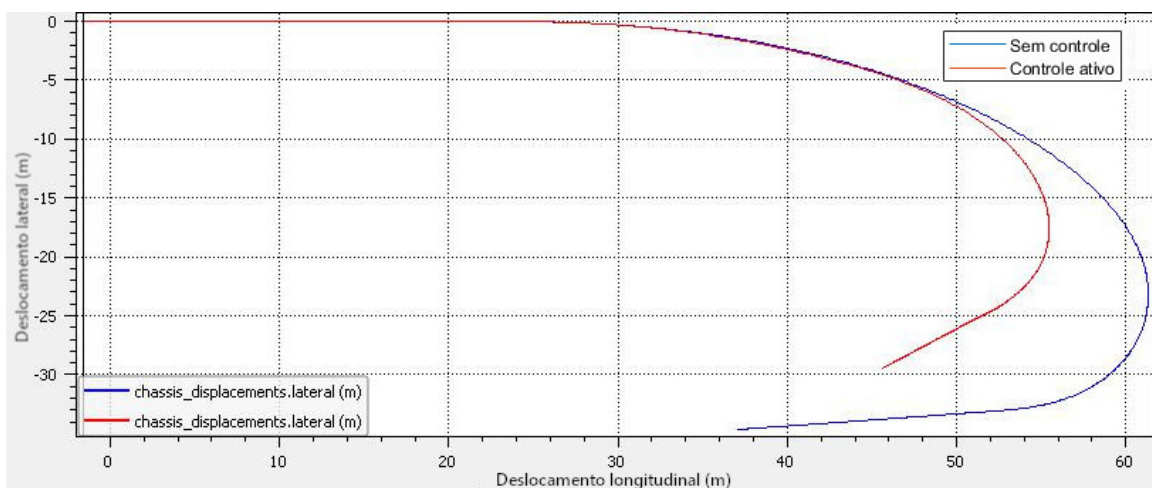


Figura 39 – Trajetória manobra J-Turn.

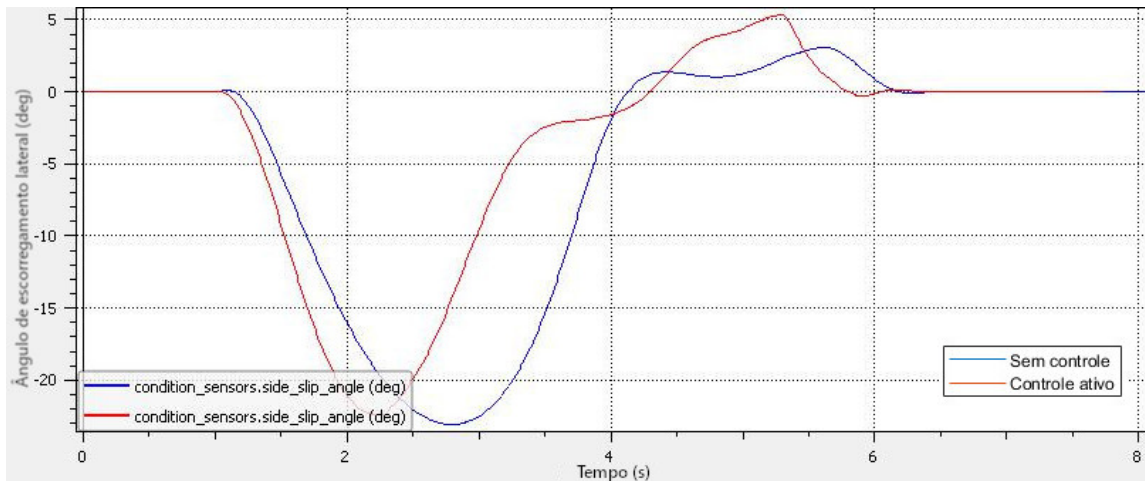


Figura 40 – Escorregamento lateral manobra J-Turn.

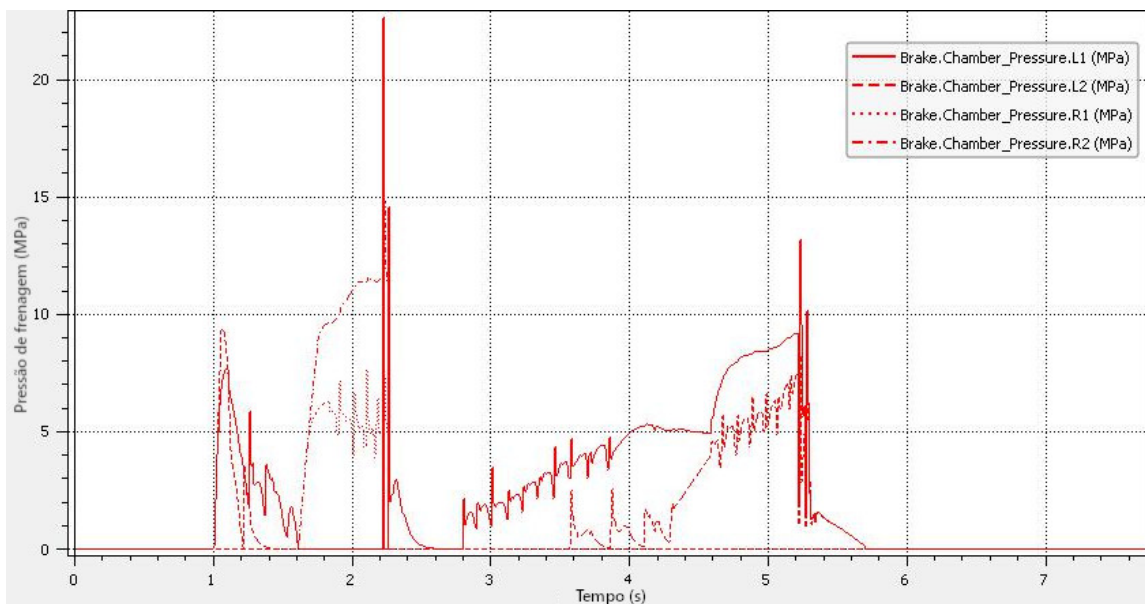


Figura 41 – Pressão de frenagem manobra J-Turn.

5.3.3 ISO 3888

A Fig. (42) apresenta o resultado do teste da manobra ISO 3888 do evento *Press Manouver* do *VI-CarRealTime* com a configuração de controle proposta na Tab. (4). Esse teste busca o limite máximo de velocidade para qual o veículo não toque nenhum cone presente na pista. A manobra tem seu início na posição $X = 45m$, portanto, a velocidade deve ser avaliada nesta posição (A Fig. (24) apresenta a posição dos cones na pista).

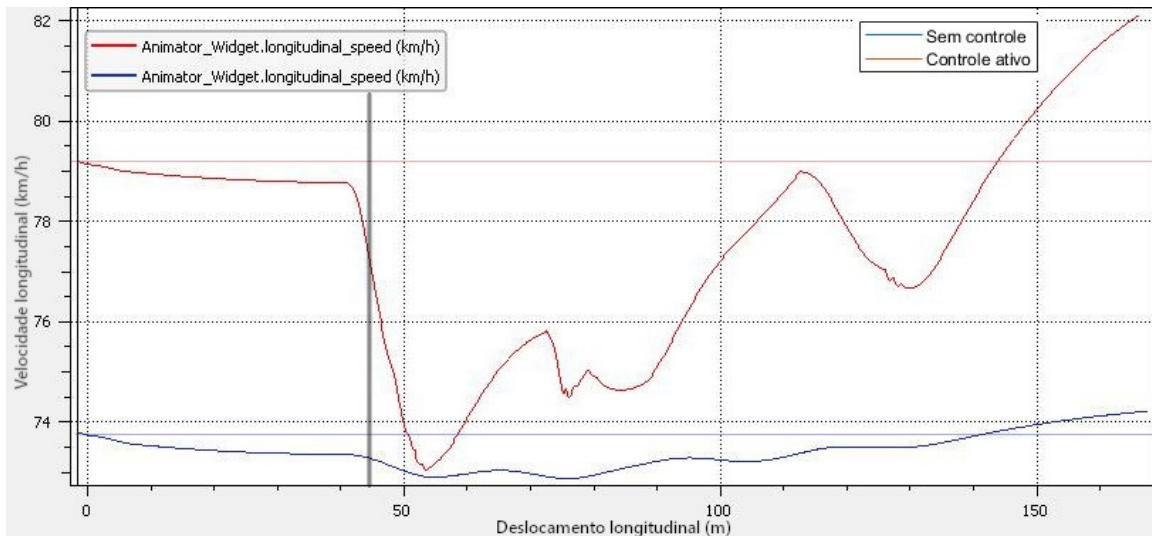


Figura 42 – Gráfico de velocidade x deslocamento longitudinal.

O veículo sem controle apresentou velocidade de $73,2\text{Km/h}$ enquanto o com controle ativo, $76,9\text{Km/h}$. Um aumento de 5%. Nota-se uma perda significativa de velocidade nesse instante devido a atuação do controlador sobre os freios. A Fig. (43) mostra esta atuação, que coincide com os instantes de perda de velocidade.

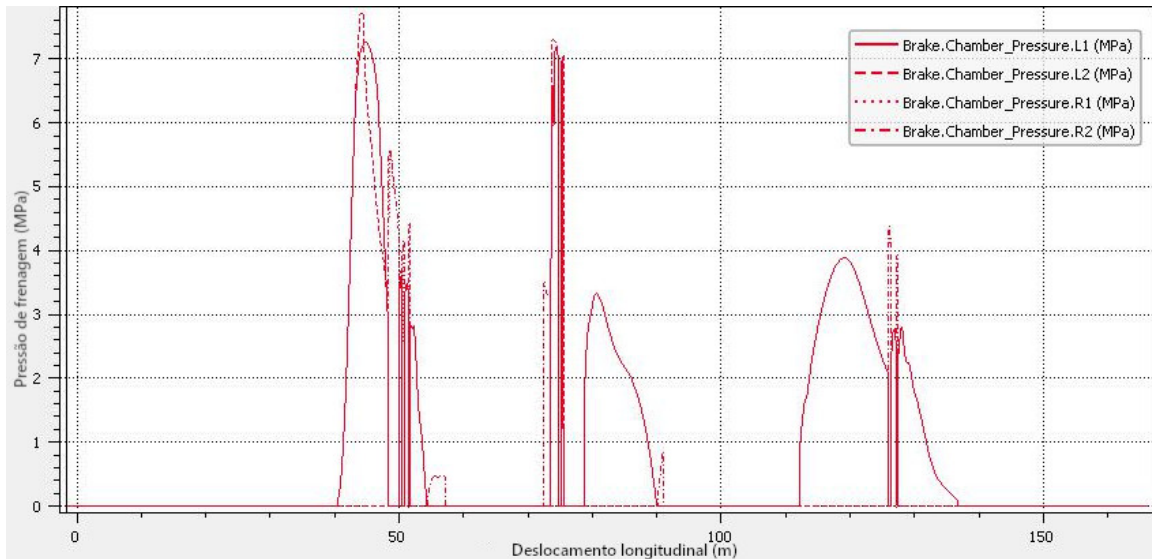


Figura 43 – Gráfico de pressão nos freios x deslocamento longitudinal.

5.4 Investigação

Os parâmetros a serem alterados ($\dot{\psi}_{threshold}$, $\dot{\psi}_{threshold_perct}$, K_{yaw} , $\beta_{threshold}$, $K_{\beta p}$ e $K_{\beta d}$) estão descritos na Tab. (4). Cada parâmetro foi alterado em $\pm 30\%$ do proposto e a análise foi realizada buscando quais fatores mais influenciam no comportamento do veículo.

A Fig. (44) apresenta a investigação realizada na manobra DLC. Cada linha no diagrama representa uma simulação. Os valores evidenciados no bloco *A* são os parâmetros do controlador. Já os evidenciados em *B* são as respostas desejadas. Os resultados evidenciaram uma separação de comportamento quanto ao escorregamento lateral, a velocidade longitudinal e o deslocamento lateral.

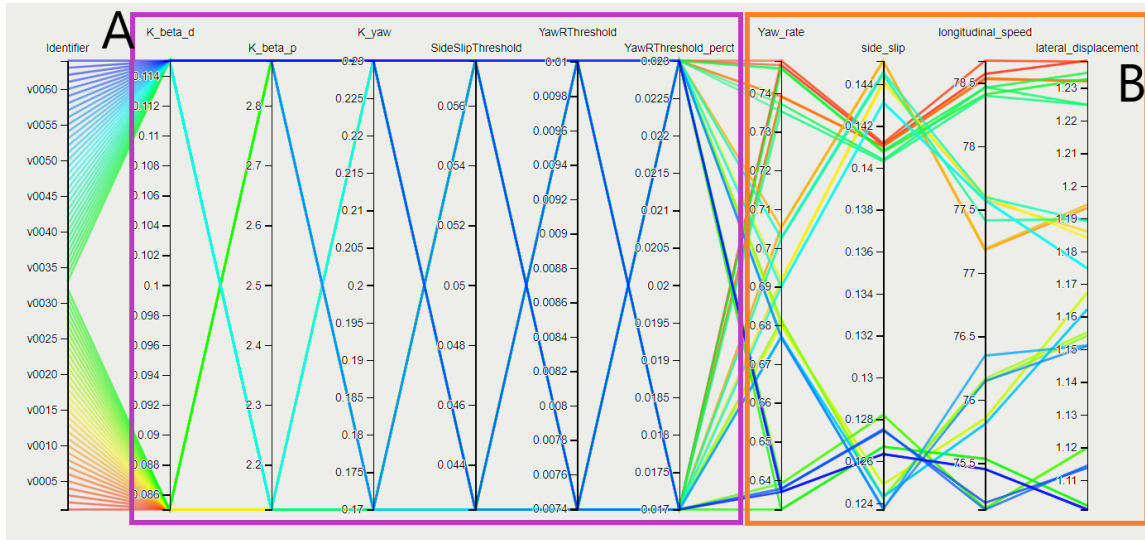


Figura 44 – Investigação de DLC.

As Fig. (45) e (46) mostram que os principais fatores que interferem no escorregamento lateral e na taxa de guinada são o $K_{\beta p}$ e K_{ϕ} .

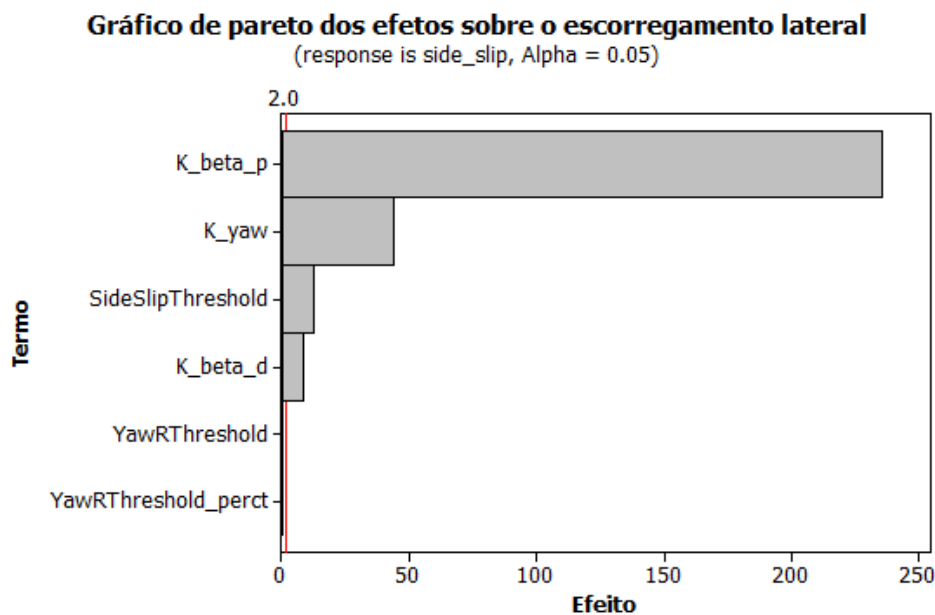


Figura 45 – Efeito dos parâmetros sobre escorregamento lateral.

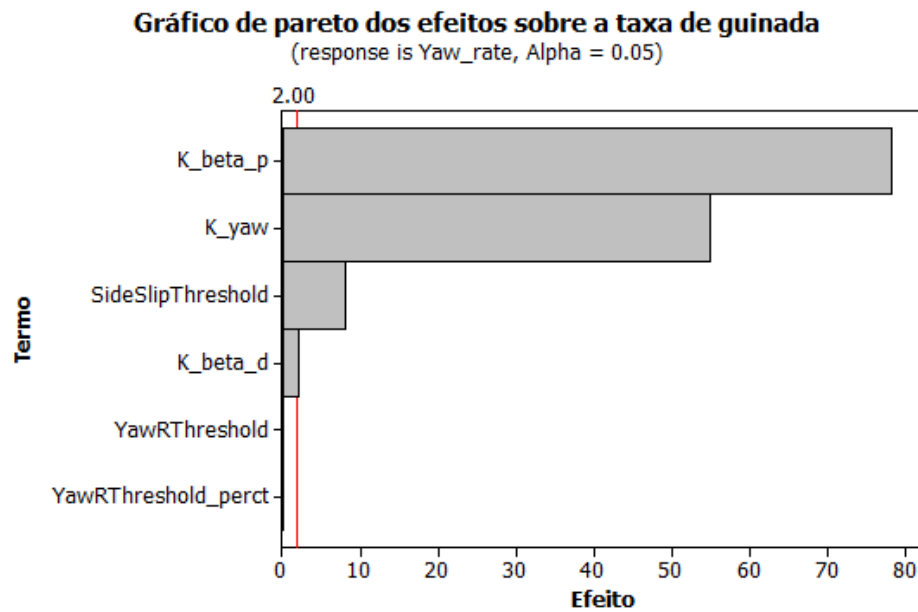


Figura 46 – Efeito dos parâmetros sobre taxa de guinada.

Pode-se observar nas Fig. (47) e (48) os instantes em que o controlador foi acionado. Nota-se ações mais "agressivas" no escorregamento lateral. Este se comporta como degraus e é corrigido rapidamente ao se elevar a pressão dos freios. Após o alívio desta, o controlador é acionado novamente. Assim, pode-se concluir que, para a manobra DLC, o comportamento do veículo é mais sensível ao escorregamento lateral.

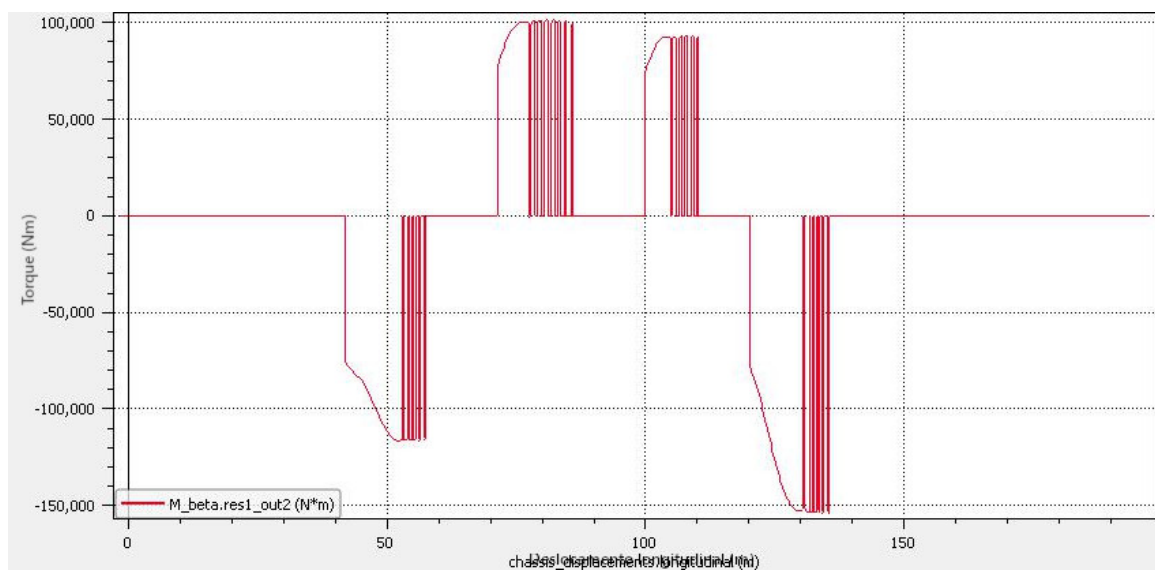


Figura 47 – Sinal de controle do escorregamento lateral.

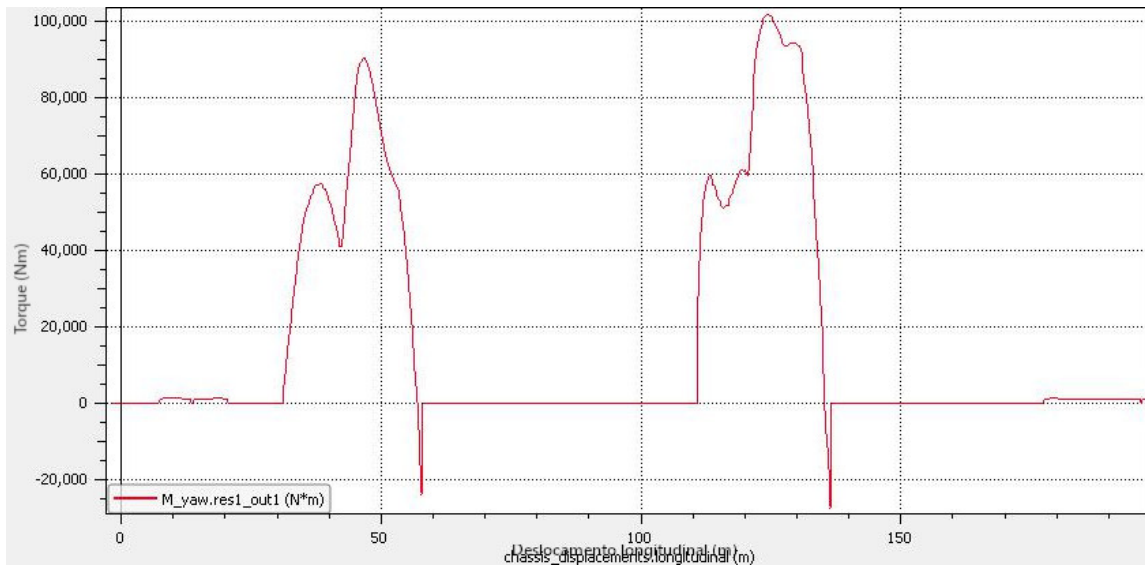


Figura 48 – Sinal de controle da taxa de guinada.

O conhecimento dos efeitos dos parâmetros sobre os resultados se mostra importante ao limitar o número de variáveis para a sintonia do controlador. Com os resultados obtidos, sabe-se que, para se sintonizar o controlador, deve-se focar nos parâmetros $K_{\beta p}$ e K_{ϕ} . A variação destes é a responsável por gerar resultados significativos sobre o comportamento do veículo. Realizar iterações variando os limites de atuação não altera o resultado, portanto é considerado um gasto computacional sem retorno. O número de iterações n segue a Eq. (5.1).

$$n = x^k \quad (5.1)$$

onde x é o número de estados possíveis para cada fator e k , o número de fatores. A investigação realizada segue 64 iterações ($64 = 2^6$). Reduzindo o número de fatores para 2, é possível realizar as mesmas 64 iterações com 8 estados possíveis ($64 = 8^2$).

6 Conclusão

Neste trabalho, foram apresentadas diversas estratégias de controle de estabilidade. Diferentes autores utilizaram métodos distintos para alcançar o objetivo de aumentar a segurança dos passageiros em situações de risco.

O design e testes de sistemas de controle utilizando o MBD é uma maneira mais eficiente e sofisticada que os testes reais em campo visto que acelera o processo de design, testes e sintonia dos controladores.

Para atingir o objetivo proposto de se avaliar o desempenho de um controlador PD baseado em regras, foi necessária a modelagem de sistemas dinâmicos: o veículo e o motorista. Dentre os diversos modelos de veículos, utilizou-se um modelo linear que consideram movimentos de dois graus de liberdade: movimento lateral, de guinada. O motorista foi modelado por ser o intermédio entre a pista e o volante. Sabendo a trajetória que se deve realizar, ele é o responsável por gerar o ângulo de esterçamento - utilizado posteriormente nas equações de dinâmica veicular.

O software *VI-CarRealTime* foi utilizado em paralelo com o modelo teórico visando validá-lo perante a um modelo completo utilizado pela indústria para o desenvolvimento de sistemas avançados de dinâmica veicular. Este reuni os principais subsistemas do veículo: *powertrain*, suspensão, esterçamento, pneus e freios. Nele, é possível realizar simulações conjuntas ao *Matlab-Simulink* e utilizar o controlador proposto. Para os testes do controle de baixo nível somente foi utilizado o modelo *VI-CarRealTime* devido a presença dos sistemas de freios.

O veículo da categoria SUV foi utilizado e submetido a testes nas manobras *Double Lane Change*, *Fish Hook* e *J-Turn* em configurações com e sem controle de estabilidade. O controlador de alto nível se mostrou funcional quanto às regras de acionamento e conseguiu manter os limites de guinada e escorregamento. O controlador de baixo nível se mostrou eficaz ao estabilizar o veículo em situações de emergência, além de aumentar a velocidade de manobra da ISO 3888 em 7%. A investigação dos efeitos dos parâmetros do controlador foi realizada sobre a manobra DLC e evidenciou a prevalência do ganho proporcional de escorregamento lateral sobre as outras variáveis.

O desenvolvimento do controlador PD e o uso dos softwares *Matlab-Simulink* e *VI-CarRealTime* foram as primeiras etapas de um processo que pode se estender em diversos ramos. Sugere-se a calibração do controlador visando aumentar o desempenho da ISO-3888 e, de forma conjunta, verificar a sensação humana sobre a atuação do controlador. Maximizar a velocidade para o teste pode causar fortes acelerações gerando desconforto ao motorista. É recomendado, também, que o controlador seja flexível a ponto de gerar

ganhos de desempenho em veículos de diferentes categorias. A validação do controle pode se estender pelas etapas do MBD não abordadas neste trabalho. Embarcar o código de controle em um hardware externo e executar as simulações em paralelo com os modelos veiculares é de grande valia para a validação do controlador.

Referências

- 1 VOLKSWAGEN. *VW Tiguan: Electronic Stability Programme*. Disponível em: <<https://www.volkswagen.com.my/tiguan/tiguanhighline/esc>>. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 19.
- 2 DRIVING TEST TIPS. *ADAPTIVE FRONT-LIGHTING SYSTEM*. Disponível em: <<https://www.drivingtesttips.biz/car-tips/vehicle-technical-terms/adaptive-front-lighting-system.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 23.
- 3 CARBIKE TECH. *What Is The Traction Control System (TCS) In Cars?* 2019. Disponível em: <<https://carbiketech.com/traction-control-system-tcs/>>. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 24.
- 4 MATHWORKS. *Model-Based Design for embedded control systems*. 2019. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 26.
- 5 VI-GRADE. *VI-CarRealTime Documentation*. 2016. 887 p. Citado 5 vezes nas páginas 11, 28, 44, 50 e 51.
- 6 REZA, J. N. *Vehicle Dynamics Theory an Aplication*. [S.l.]: Springer, 2014. 1030 p. ISBN 978-1-4614-8543-8. Citado 3 vezes nas páginas 11, 29 e 30.
- 7 ULSOY, A. G.; ÇAKMAKCI, M.; PENG, H. *Automotive control systems / A. Galip Ulsoy, Huei Peng [and] Melih Çakmakci*. [s.n.], 2014. ISBN 9781107010116. Disponível em: <<http://pergamum.bce.unb.br/pergamumweb/vinculos/00000e/00000e53.jpg>>. Citado 7 vezes nas páginas 11, 30, 31, 32, 36, 46 e 54.
- 8 NOLAN, A. *Oversteer And Understeer Explained*. 2018. Disponível em: <<https://whitelineperformance.com/blogs/whiteline-blog/oversteer-and-understeer-explained>>. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 32.
- 9 MAGALHÃES, Z.; MURILO, A.; LOPES, R. V. Development and evaluation with MIL and HIL simulations of a LQR-based upper-level electronic stability control. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 41, n. 8, p. 327, 2019. ISSN 1678-5878. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s40430-019-1808-6>>. Citado 4 vezes nas páginas 11, 34, 35 e 38.
- 10 REŃSKI, A. Identification of driver model parameters. *International journal of occupational safety and ergonomics : JOSE*, v. 7, p. 79–90, 02 2001. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 37.
- 11 RAJAMANI, R. *Vehicle dynamics and control*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2011. ISBN 1461414326. Citado 3 vezes nas páginas 11, 30 e 38.
- 12 BERG, E. van den. *Optimal Control Allocation on Over-Actuated Vehicles*. Dissertação (Mestrado) — Delft University of Technology, 8 2016. Citado 4 vezes nas páginas 11, 35, 38 e 39.

- 13 CAO, K. et al. Collaborative control of longitudinal/lateral/vertical tire forces for distributed electric vehicles. *Qiche Gongcheng/Automotive Engineering*, v. 37, n. 9, p. 985–991, 2015. ISSN 1000680X. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 49.
- 14 CAIRANO, S. D. et al. Vehicle yaw stability control by coordinated active front steering and differential braking in the tire sideslip angles domain. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 21, n. 4, p. 1236–1248, 2013. ISSN 10636536. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 24.
- 15 DANG, J. N. *Preliminary results analyzing the effectiveness of electronic stability control (ESC) systems*. [S.l.], 2004. Citado na página 19.
- 16 STANDARD, F. M. V. S. *No. 126: Electronic Stability Control Systems, Docket No.* [S.l.], 2007. Disponível em: <https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/fmvss/ESC_FR_03_2007_0.pdf>. Citado na página 19.
- 17 LU, J. et al. *An Advanced Yaw Stability Control System*. SAE International, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/2017-01-1556>>. Citado na página 20.
- 18 YAMASHITA, R. Y. *Modelagem e controle de estabilidade aplicada a veículo de tração integral*. Dissertação (Mestrado) — Unicamp, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 29.
- 19 CHERIAN, V. et al. Model-based design of a SUV anti-rollover control system. *SAE Technical Papers*, v. 2008, n. 724, 2008. Disponível em: <<https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2008-01-0579/>>. Citado 4 vezes nas páginas 20, 24, 26 e 27.
- 20 ZHAO, C.; XIANG, W.; RICHARDSON, P. Vehicle lateral control and yaw stability control through differential braking. In: *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. [S.l.: s.n.], 2006. v. 1, p. 384–389. ISBN 1424404975. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 24.
- 21 ZHOU, Q.; WANG, F. Driver assisted fuzzy control of yaw dynamics for 4WD vehicles. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2004*. [S.l.: s.n.], 2004. p. 425–430. ISBN VO -. Citado na página 23.
- 22 JIHUA, H. et al. Control oriented modeling for enhanced yaw stability and vehicle steerability. In: *Proceedings of the 2004 American Control Conference*. IEEE, 2004. v. 111, n. 479, p. 3405–3410 vol.4. ISBN 0-7803-8335-4. ISSN 0743-1619. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/1384435/>>. Citado na página 24.
- 23 PIYABONGKARN, D. et al. Active driveline torque-management systems. *IEEE Control Systems Magazine*, v. 30, n. 4, p. 86–102, 2010. ISSN VO - 30. Citado na página 24.
- 24 NAHIDI, S. A. Reconfigurable Integrated Vehicle Stability Control Using Optimal Control Techniques. 2017. Citado na página 24.
- 25 ARAKI, M. PID control. *Control Systems, Robotics and Automation: System Analysis and Control: Classical Approaches II*, p. 58–79, 2009. Citado na página 24.

- 26 TØNDEL, P.; JOHANSEN, T. A. Control allocation for yaw stabilization in automotive vehicles using multiparametric nonlinear programming. *Proceedings of the American Control Conference*, v. 1, p. 453–458, 2005. ISSN 07431619. Citado na página 25.
- 27 LIU, P.; OZGUNER, U. Distributed Model Predictive Control of Spatially Interconnected Systems Using Switched Cost Functions. *IEEE Transactions on Automatic Control*, PP, sep 2017. Citado na página 25.
- 28 LUO, L. H. et al. Model predictive control for adaptive cruise control with multi-objectives: Comfort, fuel-economy, safety and car-following. *Journal of Zhejiang University: Science A*, v. 11, n. 3, p. 191–201, 2010. ISSN 1673565X. Citado na página 25.
- 29 DEL, L. R. et al. Automotive Model Predictive Control. *Conference on Decision and Control (CDC)*, v. 402, p. 284, 2010. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-1-84996-071-7>>. Citado na página 25.
- 30 BERNARD, J. A. Use of a Rule-Based System for Process Control. *IEEE Control Systems Magazine*, v. 8, n. 5, p. 3–13, 1988. ISSN 02721708. Disponível em: <<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.453.4509>>. Citado na página 25.
- 31 GENG, C. et al. Direct yaw-moment control of an in-wheel-motored electric vehicle based on body slip angle fuzzy observer. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 56, n. 5, p. 1411–1419, 2009. ISSN 02780046. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/10149/145011>>. Citado na página 25.
- 32 EMBRAER. *Embraer Speeds Requirements Engineering and Prototyping of Legacy 500 Flight Control System*. Disponível em: <https://www.mathworks.com/company/user{_}stories/embraer-speeds-requirements-engineering-and-prototyping-of-legacy-500-flight-control-system.h>. Citado na página 26.
- 33 FARIAS, A. B. C. D. et al. Low-Cost Hardware-in-the-Loop Platform for Embedded Control Strategies Simulation. *IEEE Access*, v. 7, p. 111499–111512, 2019. ISSN 2169-3536 VO - 7. Citado na página 27.
- 34 ATHER ENERGY. *Ather Energy Develops Electric Two-Wheeled Scooter and Charging Stations Using Model-Based Design*. Disponível em: <https://www.mathworks.com/company/user{_}stories/ather-energy-develops-electric-two-wheeled-scooter-and-charging-stations-using-model-based-design.html?s{_}tid=src>. Citado na página 27.
- 35 HWANG, T. et al. Development of HILS systems for active brake control systems. *2006 SICE-ICASE International Joint Conference*, p. 4404–4408, 2006. Citado na página 27.
- 36 TRANQUILO, G.; SORRENTINO, A.; VAN, V. From mechanical system to tire performance impact: D.A.S. (Dual Axis Steering) explained thanks to advanced modeling. p. 26. Disponível em: <https://www.vi-grade.com/en/products/public_download/>. Citado na página 27.

- 37 GILLESPIE, T. D. *L_Fundamentals of Vehicle Dynamics_Gillespie.pdf*. [s.n.], 1992. ISBN 1560911999. Disponível em: <<http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=cat07149a&AN=buin.956403&site>>. Citado na página 32.
- 38 OGATA, K.; YANG, Y. *Modern control engineering*. [S.l.]: London, 2002. v. 4. Citado na página 33.
- 39 CHAIB, S.; NETTO, M. S.; MAMMAR, S. H/sub/spl infin//, adaptive, pid and fuzzy control: a comparison of controllers for vehicle lane keeping. In: IEEE. *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2004*. [S.l.], 2004. p. 139–144. Citado na página 39.
- 40 CHANG, S.; GORDON, T. J. Model-based predictive control of vehicle dynamics. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, Inderscience Publishers, v. 5, n. 1-2, p. 3–27, 2007. Citado na página 39.