UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO–USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA E DE COMPUTAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Solander Patrício Lopes Agostinho

**Controle longitudinal e lateral para
veículos terrestres de categoria pesada**

São Carlos
2015

Solander Patrício Lopes Agostinho

**Controle longitudinal e lateral para
veículos terrestres de categoria pesada**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Engenharia Elétrica da Escola de Engenharia de São Carlos como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de concentração: Sistemas Dinâmicos

Orientador: Marco Henrique Terra

São Carlos

2015

Trata-se da versão corrigida da dissertação. A versão original se encontra disponível na EESC/USP que aloja o Programa de Pós-Graduação de Engenharia Elétrica.

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

A275c Agostinho, Solander
 Controle Longitudinal e lateral para veículos
 terrestres de categoria pesada / Solander Agostinho;
 orientador Marco Henrique Terra. São Carlos, 2015.

 Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
 em Engenharia Elétrica e Área de Concentração em
 Sistemas Dinâmicos -- Escola de Engenharia de São
 Carlos da Universidade de São Paulo, 2015.

 1. Sistemas autonomos. 2. controle lateral. 3.
 controle cruzeiro. 4. Segmento de trajetória. 5.
 curvas de Clothoids. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Bacharel **SOLANDER PATRÍCIO LOPES AGOSTINHO**.

Título da dissertação: "Controle longitudinal e lateral para veículos terrestres de categoria pesada".

Data da defesa: 25/09/2015

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **Marco Henrique Terra (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Associado **Denis Fernando Wolf**
(Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação/ICMC)

APROVADO

Prof. Associado **Adriano Almeida Gonçalves Siqueira**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica:
Prof. Associado **Luis Fernando Costa Alberto**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Segantine**

*Este trabalho é dedicado aos meus pais,
Domingos Agostinho e Domingas Correia Lopes Agostinho
que sempre estiveram ao meu lado independentemente das dificuldades que surgiram
durante esta jornada.*

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a força incompreendida da natureza que nos faz ter fé e continuar acreditando que a ciência pode mudar o modo de vida da humanidade, trazendo benefícios para sua sobrevivência.

Agradeço aos meus pais Domingos Agostinho e Domingas Correia Lopes Agostinho por terem sido a maior fonte de inspiração durante todo o trajeto feito no Brasil e por nunca deixarem de apoiar as escolhas que conduziram à realização deste mestrado.

Ao meu orientador Dr. Marco Henrique Terra pela ajuda, paciência e compreensão nos momentos em que houve maiores dificuldades e obstáculos a serem ultrapassados. Ao professor Dr. Valdir Grassi Junior por ter ajudado de forma direta em todas as fases do projeto.

Agradecimentos dirigidos também a equipe do LRM do instituto de ciências matemáticas e computação (ICMC) pela ajuda na criação da metodologia e validação do funcionamento do modelo.

A FIPAI por ter concedido a bolsa de mestrado.

Agradecimentos especiais a todos que de forma direta ou indireta sempre torceram a favor da realização desta dissertação.

*“Nossos melhores sucessos vêm sempre
depois de nossas maiores falhas.”
(Henry Ward Beecher)*

Resumo

Agostinho, Solander **Controle longitudinal e lateral para veículos terrestres de categoria pesada.** 69 p. Dissertação de mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2015.

Este projeto apresenta o desenvolvimento de um controle longitudinal e lateral para um veículo terrestre de categoria pesada, usando o conceito de geração de curvas de *Clothoids*. O controle é em malha fechada, com realimentação de velocidade e posição global (X, Y) do veículo no plano bi-dimensional. Dentro de uma arquitetura de controle autônomo para um veículo, o controle longitudinal ajusta a velocidade de cruzeiro em função da trajetória e o lateral é responsável por regular a direção do volante e a sua correspondência para com os pneus, que por sua vez direcionam o veículo dentro da trajetória dada. Para este controle, para o modelo do veículo foi apenas considerado a estrutura do cavalo mecânico (conjunto monolítico formado pela cabine, motor e rodas de tração do caminhão), desprezando qualquer carga traseira engatado nele. Primeiramente será apresentada uma breve introdução abordando a história e projetos atuais de veículos autônomos, em seguida é feito uma revisão dos conceitos básicos usados no projeto. No capítulo seguinte é abordado o modelo matemático do veículo (cinemática e dinâmica) e logo em seguida teremos a seção que aborda sobre a estrutura de controle proposta. A seguir será apresentado a seção de discussão sobre a implementação e resultados práticos. Finalmente é apresentado a conclusão e uma breve descrição sobre trabalhos futuros.

Palavras-chave: Sistemas autônomos, controle lateral, controle cruzeiro, segmento de trajetória, Clothoids..

Abstract

Agostinho, Solander **Longitudinal and lateral control for heavy category ground vehicles.** 69 p. Master Thesis – São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, 2015.

This project presents the development of a longitudinal and lateral control for a Heavy Category Ground Vehicles, using the concept of generation of curves Clothoids. This control is closed loop with feedback speed and position (X, Y) of vehicle in two-dimensional plane. Within an autonomous control architecture for a vehicle, the longitudinal control adjusts cruising speed on the path and the lateral control is responsible for regulating direction of steering wheel and its correspondence to the tires, which in turn drive the vehicle within the given path. For this control, the vehicle model we are only considering the horse (monolithic assembly formed by the cab, engine and truck drive wheels), disregarding any rear cargo engaged in it. First a brief introduction will be presented addressing the history and projects of autonomous vehicles, then it is made a review of the basic concepts used in the project. The next chapter is discussed the mathematical model of the vehicle (kinematics and dynamics) and soon we will have a section dealing on the proposed control structure. The following will show the discussion section on the implementation and practical results, then the conclusion and a brief description of future work.

Keywords: Autonomous systems, lateral control, cruise control, path following, Clothoids.

Lista de ilustrações

Figura 1	Translação de uma área para outra no plano XY.	26
Figura 2	Translação do ponto 1 para o ponto 2 no plano XY.	27
Figura 3	Rotação do ponto 1 para o ponto 2 no plano XY.	28
Figura 4	Sistema em malha aberta.	30
Figura 5	Sistema em malha fechada.	30
Figura 6	Diagrama de blocos do PID.	31
Figura 7	Carro autônomo equipado com sensores e atuadores.	32
Figura 8	Ilustração do comportamento do controle cruzeiro adaptativo (ACC). .	32
Figura 9	Ilustração do comportamento do controle cruzeiro adaptativo coopera- tivo(CACC).	33
Figura 10	Carro autônomo projetado pela google.	33
Figura 11	Carro autônomo desenvolvido na UFMG.	34
Figura 12	Carro robótico inteligente para navegação autônoma desenvolvido pelo laboratório de robótica móvel (LRM) do ICMC-USP São Carlos (FILHO et al., 2014).	34
Figura 13	Maquete digital de um comboio de mineração contendo vários veícu- los ETF desenvolvidos pela <i>Caterpillar</i> controlados por um sistema cooperativo.	35
Figura 14	<i>Daimler Trucks</i> é o primeiro caminhão autônomo com permissão para transitar em vias urbanas em <i>Navada Las Vegas</i>	35
Figura 15	Projeto de caminhão autônomo do departamento da Engenharia Elé- trica da USP São carlos, em parceria com o Laboratório de Robótica Móvel do ICMC USP São Carlos.	36
Figura 16	Modelo de caminhão usado no projeto contendo três eixos sendo dois traseiros e um dianteiro.	38
Figura 17	Veículo representado nas coordenadas globais.	39
Figura 18	Modelo cinemático da direção do veículo (JAZAR, 2014).	41

Figura 19	Modelo dinâmico do veículo contendo três eixos, semelhante ao caminhão (JAZAR, 2014).	43
Figura 20	Representação da suspensão do eixo frontal do veículo.	45
Figura 21	Representação da suspensão dos eixos traseiros do veículo.	45
Figura 22	Forma humana de controle na condução de um veículo.	49
Figura 23	Lado esquerdo ilustra a interpolação entre dois pontos. O lado direito representa a interpolação com diferentes ângulos de orientação do ponto final. (Bertolazzi; FREGO, 2012)	50
Figura 24	Esquema de controle proposto no projeto.	55
Figura 25	Medidas externas do veículo, ilustração extraída no manual técnico. . .	57
Figura 26	Trajetoária circular (referência) simulada e geração da trajetória ideal de acordo os parâmetros do veículo	59
Figura 27	Trajetoária em linha reta (referência) simulada e geração da trajetória ideal de acordo os parâmetros do veículo.	60
Figura 28	Simulação da geração de curvas de Clothoids sobre a trajetória de uma senóide.	60
Figura 29	Trajetoária captada pelo GPS dentro do Campus da USP com pontos fixados de 5 em 5 metros, a trajetória completa foi gerada usando o algoritmo de Clothoids.	61
Figura 30	Comportamentos da velocidade.	62
Figura 31	Velocidade angular, Orientação e Guinada.	62
Figura 32	Velocidade gerada pelo controle com o modelo cinemático (azul) e dinâmico (vermelho) Equações (52) e (83).	63
Figura 33	Velocidade em x e y com modelo cinemático (Equação 51) e dinâmico (Equação (82).	64
Figura 34	Erros de posição e orientação do veículo.	64

Lista de tabelas

Tabela 1	Parâmetros do veículo	58
----------	---------------------------------	----

Sumário

1	Introdução	21
1.1	Motivação da pesquisa	22
2	Revisão dos conceitos básicos	25
2.1	Modelo cinemático e dinâmico para corpos rígidos	25
2.2	Ações de controle	29
2.3	Veículos autônomos terrestres	31
3	Modelo matemático do veículo	37
3.1	Modelo cinemático	38
3.1.1	Modelo cinemático de direção	40
3.2	Modelo dinâmico	42
4	Controle	49
4.1	Problema básico de controle	49
4.2	Curvas de Clothoids	50
4.3	Controle longitudinal	52
4.4	Controle lateral	53
4.4.1	Restrições do controle lateral	54
4.5	Estrutura do controle proposto	54
5	Experimentos e resultados	57
5.1	Parâmetros do veículo	57
5.2	Implementação e resultados	58
5.2.1	Simulação de trajetória referência e geração de trajetória ideal	58
5.2.2	Controle baseado no modelo cinemático	61
5.2.3	Controle com o modelo cinemático e dinâmico	63
	Referências	67

Introdução

Veículos autônomos têm sido cada vez mais alvo de pesquisa na área de robótica móvel. Além de transportes para pessoas e bens, os veículos autônomos têm também como requisito básico a capacidade de navegar em diferentes ambientes e processar informações presentes neste mesmo ambiente, que seu sistema interprete as informações e crie respostas ação do veículo de acordo os eventos captados. Controles são desenvolvidos para automatizar o funcionamento dos diversos tipos de veículos, usando um sistema de atuadores presentes no freio, acelerador e direção, fazendo eles atuarem em função das respostas processadas pelos sensores (ex. GPS, giroscópio).

As principais áreas de pesquisa envolvendo veículos autônomos hoje estão concentradas em dois campos fundamentais: sistemas inteligentes e robótica móvel.

Em (Dias; PEREIRA; PALHARES, 2013) e (RUCCO; NOTARSTEFANO; HAUSER, 2014), módulos como planejamento de rota, localização e mapeamento são referenciados como sendo os principais requisitos para construir um sistema autônomo capaz de controlar o veículo durante o segmento da trajetória. Os sistemas autônomos que têm produzido bons resultados para controle de veículos terrestres, são sistemas cuja combinação possui um controle longitudinal e um lateral para que o veículo seja orientado em um espaço bidimensional (x,y) .

Existem várias pesquisas na área de robótica autônoma relacionadas com veículos autônomos pesados. A bibliografia existente atualmente vai desde a modelagem matemática vertical, lateral e longitudinal, até controles adaptativos cooperativos. Em (HAIZHENG; PENG, 2010) por exemplo, foi realizado um estudo relacionado ao modelo dinâmico do chassi de um caminhão e foi desenvolvido um método para determinação dos parâmetros de força que atuam sobre ele. A principal dificuldade reside no maior número de parâmetros a serem ajustados dentro do sistema de controle, para minimizar as chances de propagação de erro durante o seu trajeto.

Dos projetos mais relevantes relacionados a caminhões autônomos podemos citar o *ETF Road Trains*, projetado pela *Caterpillar* que usa o sistema de controle Carnegie Mellon University, desenvolvido pelo DARPA e usado na competição de carros autônomos

DARPA Grand Challenge. Temos ainda o projeto da *Daimler Trucks North America* oficialmente apresentado em maio deste ano de 2015 em *Las Vegas*, que é hoje considerado o primeiro caminhão autônomo do mundo com permissão para circular em vias urbanas em *Nevada* (exige a presença de um motorista para monitorização do sistema).

O controle longitudinal é responsável por regular a velocidade de cruzeiro do veículo, enquanto que o lateral é crítico para que se obtenham informações relacionados a direção do veículo durante o segmento da trajetória que lhe é fornecido, ou seja, mapear em todo o trajeto as condições de orientação em relação ao centro da pista. O problema base resolvido pelas curvas de *Clothoids* que estamos considerando nessa dissertação, consiste no fato de que, após a geração da trajetória desejada gerada por um GPS por exemplo, que determina o caminho pelo qual o veículo deve seguir, devido a descontinuidade entre um ponto e outro, surge a necessidade de usar métodos para extração de informação em cada intervalo entre esses pontos. Em (FILHO et al., 2014) é proposta para a solução deste problema o uso do algoritmo de curvas *Bezier*. Outra abordagem com o objetivo de resolver o mesmo problema é feita em (Nicolas et al., 2008), onde o objetivo é desenvolver uma nova técnica para implementação de controle lateral para robôs móveis, e para tal foi apresentada a metodologia do cálculo de curvas rotacionais do tipo *Clothoids* em tempo real, usando as aproximações geradas nas integrais de *Fresnel*.

Baseado, então, no algoritmo de curvas de *Clothoids*, cujo conteúdo teórico e algoritmos de processamento são apresentados em (Bertolazzi; FREGO, 2012), este projeto propõe o desenvolvimento de um controle, para navegação de um caminhão em uma certa trajetória pré-definida, onde o principal objetivo é garantir que trajetória percorrida pelo caminhão convirja para a direção da desejada.

1.1 Motivação da pesquisa

Apesar de projetos desta natureza esbarrarem ainda em dificuldades como aceitação pública e determinação de responsabilidades sobre possíveis acidentes causados por veículos autônomos, a grande motivação ainda reside na possibilidade de haver futuramente um sistema de trânsito automatizado e seguro quanto a tomadas de decisões, sem a necessidade da interferência do homem. Com isto, esperasse uma redução significativa de acidentes causados hoje por fatores humanos como negligência ou imprudência.

Para usuários no geral os ganhos são também bastante significativos, uma vez que, não dependendo de sua ação física para navegar o veículo, o mesmo pode dedicar-se a outras tarefas pertinentes, ou ainda não ter preocupações com suas próprias limitações físicas (visual, motora, auditiva), que o impossibilitariam de dirigir o veículo.

Publicações

Agostinho, S. P. L., Terra, M. H., Junior, V. G., Wolf, D. and Filho, C. M. Lateral Control Based on Clothoids Curves for Heavy Category Ground Vehicles in: 12th Latin American Robotics Symposium e 3º Simpósio Brasileiro de Robótica (LARS/SBR 2015)

Revisão dos conceitos básicos

Nesta seção serão apresentadas definições clássicas de todos os conceitos utilizados no desenvolvimento do sistema controle considerado nessa dissertação, que são respectivamente: modelo cinemático e dinâmico aplicados a corpos rígidos, ações de controle e veículos autônomos.

2.1 Modelo cinemático e dinâmico para corpos rígidos

Existem dois ramos na física de extrema importância para se realizar o estudo de movimentos dos corpos, sendo que um deles analisa o movimento dos corpos considerando velocidades e acelerações (Cinemática), e o outro analisa, além desses fatores, as forças que causam o movimento (Dinâmica). Ou seja, é válido sustentar a ideia de que a cinemática é usada para solucionar questões relacionadas ao movimento do corpo sem analisar suas causas, e a dinâmica para solucionar problemas na qual o foco também são as forças e momentos atuantes no corpo, causando assim o movimento (ROMERO; OSÓRIO; WOLF, 2014). A diferença entre o número de variáveis e equações que descrevem um problema de movimento, é chamado de grau de liberdade. Por exemplo, considerando uma partícula qualquer em um ponto do plano XY , a sua posição é descrita pela Equação (1).

$$x^2 + y^2 = R^2, \quad (1)$$

sendo R a distância da partícula até o ponto de origem. Este problema tem o grau de liberdade $n-m$, sendo que n é o número de variáveis envolvidas e m o número de equações. x, y é a posição atual da partícula. Nos casos com restrições holonômicas, com $n-m$ graus de liberdade temos (ROMERO; OSÓRIO; WOLF, 2014):

$$\varphi_j = (q_1, q_2, q_3, \dots, q_n, t) = 0, \quad (2)$$

para: $j = 1, 2, \dots, m$, sendo $q_1, q_2, q_3 \dots q_n$ a representação do estado de cada partícula ou corpo.

Para corpos rígidos vamos considerar dois tipos de movimento: Rotação e translação. No primeiro, o corpo se desloca mantendo constante a aceleração de todos os pontos que o compõe. Outro modo de descrever a ideia, seria verificar qualquer vetor unindo dois pontos pertencentes a um corpo, durante o deslocamento ele mantém a sua direção, sentido e módulo conforme ilustra a Figura 1.

Figura 1: Translação de uma área para outra no plano XY.

Sendo r_{AB} , o vetor que une os dois pontos representados no corpo, matematicamente podemos escrever a posição do corpo **B** como sendo:

$$r_B = r_A + r_{AB}. \quad (3)$$

Derivando a Equação (3) em relação ao tempo, teremos:

$$\frac{dr_B}{dt} = \frac{dr_A}{dt} + \frac{dr_{AB}}{dt}, \quad (4)$$

sendo r_{AB} constante em todo percurso. Considerando o conceito de corpo rígido na cinemática, sua derivada é nula. Sendo assim teremos:

$$\frac{dr_B}{dt} = \frac{dr_A}{dt} \implies v_A = v_B. \quad (5)$$

Sendo assim, chega-se a conclusão que durante o movimento de translação de corpos rígidos, a velocidade e aceleração é a mesma para todos os pontos do corpo.

Por outro lado, na rotação a posição do corpo é alterada e consequentemente a direção e sentido do vetor que une dois pontos quaisquer do corpo se alteram. Considerando o mesmo corpo usado no exemplo da translação, sabendo que o ponto **A** está uma distância d_A do eixo de rotação, o vetor r_A pode ser representado em coordenadas polares como sendo:

$$r_A = \begin{Bmatrix} \theta_A \\ d_A \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

Aplicando uma rotação δ ao vetor r_A , a sua nova posição é representada por:

$$r_A = \begin{Bmatrix} \theta_A + \delta \\ d_A \end{Bmatrix}, \quad (7)$$

derivando a posição atual em relação ao tempo teremos:

$$\frac{dr_A}{dt} = \begin{Bmatrix} \frac{d\theta_A}{dt} + \frac{d\delta}{dt} \\ \frac{dd_A}{dt} \end{Bmatrix}, \quad (8)$$

sendo que $(\frac{d\theta_A}{dt})$ representa a velocidade angular do ponto **A**. Analogamente, para o ponto **B** que tem a distância d_B do eixo de rotação, a variação da sua posição será dada por:

$$\frac{dr_B}{dt} = \begin{Bmatrix} \frac{d\theta_B}{dt} + \frac{d\delta}{dt} \\ \frac{dd_B}{dt} \end{Bmatrix}. \quad (9)$$

Tira-se como conclusão final que durante o movimento do corpo, a velocidade linear é constante na translação, e a angular é constante na rotação para todos os pontos. As coordenadas cartesianas de cada ponto podem ser calculadas usando as polares, conforme mostra a Equação (10).

$$\begin{cases} x = d \cdot \cos\theta \\ y = d \cdot \sin\theta \end{cases}. \quad (10)$$

Outra técnica simples para determinação da equação de movimento de um corpo (translação e rotação), é por intermédio da matriz de transformação linear que representa todas as movimentações possíveis realizadas pelo corpo. Analisando a translação do ponto **A** na Figura 2. Usando matriz de transformação linear teremos sua posição inicial representada por:

$$r_A = \begin{Bmatrix} r_{AX} \\ r_{AY} \\ 1 \end{Bmatrix}. \quad (11)$$

Figura 2: Translação do ponto 1 para o ponto 2 no plano XY.

Assumindo seu deslocamento da posição r_A para a posição $r_A + d_A$, teremos a nova representação da sua posição dada por:

$$r_A + d_A = \begin{Bmatrix} r_{AX} + d_{AX} \\ r_{AY} + d_{AY} \\ 1 \end{Bmatrix}. \quad (12)$$

Sendo assim, a matriz de transformação que leva o ponto **A** da posição 1 até a 2 é dada por:

$$M_{trans} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & d_{AX} \\ 0 & 1 & d_{AY} \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad (13)$$

finalmente, o ponto **A** na posição 2 é representado por:

$$r_{A2} = M_{trans}r_A. \quad (14)$$

Considerando agora que o corpo sofreu uma rotação δ , se deslocando do ponto 1 para o ponto 2 conforme mostra a Figura 3, a sua matriz de rotação M_{rot} é representada por:

$$M_{rot} = \begin{vmatrix} \cos(\delta) & -\sin(\delta) & 0 \\ \sin(\delta) & \cos(\delta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (15)$$

Figura 3: Rotação do ponto 1 para o ponto 2 no plano XY.

Quando ocorrem os dois movimentos no corpo (translação e rotação), a sua posição final é dada pelo produto das matrizes de transformações que representam cada movimento. Se, por exemplo, um corpo qualquer sofrer uma translação seguido de duas rotações, a sua posição final é representada por:

$$r_f = M_{trans}M_{rot1}M_{rot2}r_i, \quad (16)$$

sendo r_i a representação da posição inicial e r_f a posição final do corpo. É importante não inverter a ordem das matrizes, pois se o mesmo ocorrer altera a posição final do corpo.

No estudo do movimento de translação de corpos usando conceitos de dinâmica, leva-se em consideração o impacto das forças de restrição que aparecem quando o corpo se move em uma trajetória (ROMERO; OSÓRIO; WOLF, 2014). Haverão forças no sentido do movimento $F^{(e)}$, que não dependem das restrições, e forças normais a trajetória $F^{(z)}$. Sendo m a massa do corpo e a a aceleração, usando a segunda lei de Newton, podemos relacionar essas forças como sendo:

$$F^{(e)} + F^{(z)} = ma. \quad (17)$$

No movimento de rotação, a ideia é definir no plano XYZ vetores versores e_x, e_y, e_z para definir o trajeto. O torque é definido pelo produto vetorial da força $\mathbf{F} = F_x e_x + F_y e_y + F_z e_z$ e o vetor $\mathbf{r} = r_x e_x + r_y e_y + r_z e_z$ conforme mostra a Equação (18),

$$\mathbf{T} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}, \quad (18)$$

e o torque também pode ser expresso como um determinante, na forma:

$$\mathbf{r} \times \mathbf{F} = \begin{vmatrix} e_x & e_y & e_z \\ r_x & r_y & r_z \\ F_x & F_y & F_z \end{vmatrix} = (r_y F_z - r_z F_y) e_x - (r_x F_z - r_z F_x) e_y + (r_x F_y - r_y F_x) e_z. \quad (19)$$

2.2 Ações de controle

A necessidade de um controlador em um sistema qualquer, tem como objetivo de manipular sua dinâmica de funcionamento através das suas entradas e saídas, ajustando seus parâmetros de forma a obter respostas do sistema conforme especificação do problema (ARAÚJO, 2006).

De acordo os requisitos determinados para se desenvolver um controlador, durante a sua implementação levam-se em consideração algumas configurações possíveis que satisfaçam os requisitos para um bom funcionamento do sistema. Os conceitos de sistema em malha aberta (Figura 4) e sistema em malha fechada (Figura 5) são determinantes em um projeto de controle.

Controle em malha aberta

Neste tipo de controle (Figura 4), dado um sinal de entrada, a planta processa usando seus parâmetros e gerando uma saída esperada ou pelo processo em um certo tempo t , não havendo qualquer controle sobre o comportamento do processo, e consequentemente não há qualquer alteração no valor da entrada.

Figura 4: Sistema em malha aberta.

Controle em malha fechada

Diferente do modelo em malha aberta, no controle malha fechada (Figura 5), o comportamento da saída é analisado e o processo usa o mesmo para determinar a entrada do controle em cada instante t . Mais especificamente dito, a cada ciclo de processamento o sinal de saída é comparado com um sinal referência (pré-determinado), e o erro extraído desta comparação é usado para determinar a entrada do controle.

Figura 5: Sistema em malha fechada.

2.2.0.1 Ações proporcional, integral e derivativa

Dos vários controladores usados em robótica móvel, boa parte é baseado na estrutura de controle PID pela facilidade de implementação, seu baixo custo computacional e pela capacidade de alterar os comportamentos transitórios e de regime permanente durante o controle do processo (WILSON, 2005). No controle PID, a saída $u(t)$ do módulo do controlador é descrita pela seguinte lei de controle:

$$u(t) = u_p(t) + u_i(t) + u_d(t), \quad (20)$$

sendo que cada membro a direita da Equação (20), representa um ganho diferente na resposta $u(t)$ do controlador, conforme Figura 6.

Em Figura 6, $u_p(t)$ é a ação proporcional do controlador dada por:

$$u_p(t) = K_p e(t), \quad (21)$$

sendo $e(t)$ a entrada do controle e K_p a constante de ganho. $u_d(t)$ representa a ação derivativa, fazendo com que o controle não reaja somente a magnitude do sinal de erro, mas também a sua tendência para o instante futuro (efeito de antecipação no sistema). Matematicamente é representado por:

$$u_d(t) = K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (22)$$

Figura 6: Diagrama de blocos do PID.

sendo que K_d representa a constante de ganho. $u_i(t)$ é ação integral, bastante útil quando se deseja obter erros de acompanhamento de sinais de referência nulos em regime permanente. Sua equação é dada por:

$$u_i(t) = K_i \int e(t) dt, \quad (23)$$

sendo que K_i representa a constante de ganho. O controle PID, que une todas as ações em um só sistema, atuando em regime transitório e permanente, é representado pela seguinte equação (JOHNSON; MORADI, 2006):

$$u(t) = K_p e(t) + K_d \frac{de(t)}{dt} + K_i \int e(t) dt. \quad (24)$$

Escrevendo K_i e K_d em função de K_p , temos que:

$$K_i = \frac{K_p}{\tau_i} \quad (25)$$

$$K_d = K_p \tau_d, \quad (26)$$

sendo que τ_i é o tempo integrativo e τ_d a constante derivativa. Substituindo as equações (25) e (26) na Equação (24), teremos a seguinte expressão final:

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (27)$$

2.3 Veículos autônomos terrestres

Com o principal objetivo de substituir o recurso humano na condução de veículos, já foram usados vários recursos tecnológicos, como por exemplo controle de cruzeiro, para que

a condução dependa o menos possível da ação humana. Também denominados veículos robóticos, os carros autônomos tornam-se uma realidade quando se integra tecnologias e sistemas de controle para monitorar o ambiente em que se transita de forma segura (MILANES et al., 2014).

O que torna possível a construção de um sistema capaz de tornar um veículo autônomo é o uso dos sensores e atuadores na sua estrutura física, que possibilitam a leitura de informações de vários parâmetros úteis ao controlador, e também a passagem de mensagem para que o veículo entre em ação (Figura 7).

Figura 7: Carro autônomo equipado com sensores e atuadores.

fonte:<https://www.tecmundo.com.br>

Figura 8: Ilustração do comportamento do controle cruzeiro adaptativo (ACC).

Das principais pesquisas na área de robótica móvel que envolvam veículos autônomos, destacam-se projetos como o *Google car* (Figura 10) que tem hoje o sistema de controle bastante confiável e que segundo seus desenvolvedores já é mais eficaz que um ser humano dirigindo. No Brasil destacam-se o carro autônomo desenvolvido na UFMG (CADU)

Figura 9: Ilustração do comportamento do controle de velocidade adaptativo cooperativo(CACC).

(Dias; PEREIRA; PALHARES, 2013) ilustrado na Figura 11 e o Carro robótico inteligente para navegação autônoma (CARINA II) (FILHO et al., 2014), do Laboratório de Robótica Móvel do ICMC-USP (Figura 12), projeto que teve seu início em torno de abril de 2010. Vários testes já foram realizados com o Carina II para validação de projetos nas áreas de navegação robótica, visão computacional, fusão de sensores, controle, entre outras, e em outubro de 2013 foi realizada uma demonstração publica de navegação autônoma em São Carlos.

Figura 10: Carro autônomo projetado pela google.

Na linha de veículos terrestres de categoria pesada, também já existem resultados bastante significativos, como exemplo pode-se citar o *ETF Road Trains* (Figura 13), pro-

Figura 11: Carro autônomo desenvolvido na UFMG.

Figura 12: Carro robótico inteligente para navegação autônoma desenvolvido pelo laboratório de robótica móvel (LRM) do ICMC-USP São Carlos (FILHO et al., 2014).

jetado pela *Caterpillar*. Esse veículo usa o sistema de controle CMU desenvolvido pela *DARPA* usado na competição de carros autônomos *DARPA Grand Challenge*. Surgiram como proposta para atender a demandas de cargas maiores, em partiucular para serem usados na industria de mineração. Há ainda o projeto da *Daimler Trucks North America* (Figura 14), oficialmente apresentado em maio deste ano em *Las Vegas*, que é hoje considerado o primeiro caminhão autônomo do mundo com permissão para circular nas vias urbanas de *Nevada* (sendo exigida a presença de um motorista no interior da cabine para monitorar os trajetos do caminhão).

No Brasil há ainda o projeto de pesquisa na área de robótica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC) da USP, do Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação (ICMC) da USP, em São Carlos, em colaboração com a Universidade Federal de São Carlos (UFSCar), onde o objetivo é otimizar a precisão e a confiabilidade das unidades de

Figura 13: Maquete digital de um comboio de mineração contendo vários veículos ETF desenvolvidos pela *Caterpillar* controlados por um sistema cooperativo.

fonte: <http://www.etftrucks.eu/Haul-Trains/>

Figura 14: *Daimler Trucks* é o primeiro caminhão autônomo com permissão para transitar em vias urbanas em *Navada Las Vegas*.

medidas inerciais, dentro de um sistema de controle robusto, o veículo usado é ilustrado na Figura 15.

Figura 15: Projeto de caminhão autônomo do departamento da Engenharia Elétrica da USP São carlos, em parceria com o Laboratório de Robótica Móvel do ICMC USP São Carlos.

Modelo matemático do veículo

Neste capítulo serão abordadas questões relacionadas ao modelo cinemático e dinâmico do veículo. O modelo matemático será analisado sempre mantendo o foco em duas direções: Longitudinal e lateral. A direção longitudinal é ligada ao eixo principal do veículo e seu comportamento é diretamente ligado aos acionamentos de freio e acelerador, enquanto que a direção lateral é diretamente ligada ao esterçamento do volante e seu equivalente nas rodas, que por sua vez definem a direção do veículo (Dias; PEREIRA; PALHARES, 2013).

É importante que ambos os modelos (cinemático e dinâmico) atendam de forma satisfatória os requisitos do veículo, representando matematicamente previsões do seu comportamento físico, caso contrário poderá haver diferenças bruscas entre a tarefa enviada pelo controlador e a realizada pelo veículo.

Muitos são os riscos que se corre quando o modelo matemático sugerido ao veículo não é adequado, por este motivo é importante que se tenha uma noção exata dos componentes (sensores e atuadores) que recebem as mensagens do controlador escrito em software, passando para o veículo e fazendo com que o mesmo realize o movimento desejado.

É proposto em (MORET, 2003) e em (FILHO et al., 2014) uma modelagem do tipo **bike**. Trata-se da análise do modelo do veículo em apenas um dos lados, espelhando o resultado do outro lado uma vez que há uma simetria natural neste tipo de dinâmica. Em ambas as literaturas foi considerado um veículo de pequeno porte contendo dois eixos de rodas (um frontal e um traseiro), diferente do modelo de estudo neste projeto onde consideramos o trator de um veículo de grande porte, comportando três eixos de rodas (um frontal e dois traseiros) (Liebert, 2009).

Os modelos cinemático e dinâmico adotados para este projeto é o mesmo proposto em (JAZAR, 2014) onde é feita uma análise completa de vários modelos de veículos, sendo um deles semelhante ao modelo que estamos considerando nessa dissertação que considera três eixos de rodas conforme ilustra a Figura 16 (um dianteiro e dois traseiros).

Figura 16: Modelo de caminhão usado no projeto contendo três eixos sendo dois traseiros e um dianteiro.

3.1 Modelo cinemático

Primeiramente será apresentada a equação do veículo que representa a restrição não-holonômica do seu movimento, que leva em consideração o ângulo máximo de esterçamento. Deve-se levar também em consideração a informação de que o veículo não pode mover-se em sentido perpendicular ao eixo das rodas. Sendo u e w eixos de coordenadas do veículo e φ a sua posição angular no plano, temos a seguinte equação de restrição do seu movimento:

$$\dot{u} \sin(\varphi) - \dot{w} \cos(\varphi) = 0. \quad (28)$$

Sendo $\dot{u}$ e $\dot{w}$ as velocidades no sentido dos eixos u e w respectivamente, conforme mostra a Figura 17.

Na Figura 17, L representa o comprimento do veículo, φ a inclinação em relação às coordenadas globais u e w , δ é o esterçamento dos pneus dianteiros, a é a distância do eixo frontal até o centro de massa CG e b é a distância de CG até a zona mediana entre os eixos traseiros. O comprimento L é medido desde o eixo frontal até o ponto localizado entre os dois eixos traseiros, pois os eixos traseiros por terem as mesmas propriedades mecânicas a análise é única e o resultado da mesma é atribuída a esses dois eixos como por exemplo a velocidade instantânea.

Representando x_f e y_f como sendo as coordenadas de localização do eixo frontal e x_t e y_t do eixo resultante traseiro, a e b a distancia entre o eixo frontal e traseiro até o centro de massa x respectivamente, as coordenadas das dos eixos são dadas por:

$$\begin{cases} x_t = u - b \cos(\varphi) \\ y_t = w - b \sin(\varphi) \end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases} x_f = u + a \cos(\varphi) \\ y_f = w + a \sin(\varphi) \end{cases}, \quad (30)$$

Figura 17: Veículo representado nas coordenadas globais.

sendo que u representa a direção x e w a direção y em coordenadas globais. Derivando (29) e (30) em função do tempo t encontramos as velocidades de ambos os eixos que são dadas por:

$$\begin{cases} \dot{x}_t = \dot{x} + b\dot{\varphi} \sin(\varphi) \\ \dot{y}_t = \dot{y} - b\dot{\varphi} \cos(\varphi) \end{cases} \quad (31)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_f = \dot{x} - a\dot{\varphi} \sin(\varphi) \\ \dot{y}_f = \dot{y} + a\dot{\varphi} \cos(\varphi) \end{cases} \quad (32)$$

Partindo da Equação (28), podemos escrever a equação não-holonômica de cada eixo no mesmo formato (equações (33) e (34)).

$$\dot{x}_t \sin(\varphi) - \dot{y}_t \cos(\varphi) = 0 \quad (33)$$

$$\dot{x}_f \sin(\varphi + \delta) - \dot{y}_f \cos(\varphi + \delta) = 0. \quad (34)$$

Para o eixo frontal (Equação (34)), deve ser somado também o esterçamento δ das rodas. Substituindo (32) e (31) em (34) e (33) teremos:

$$\dot{x} \sin(\varphi) - \dot{y} \cos(\varphi) + b\dot{\varphi} = 0 \quad (35)$$

$$\dot{x} \sin(\delta + \varphi) - \dot{y} \cos(\delta + \varphi) - a\dot{\varphi} \cos(\delta) = 0. \quad (36)$$

Sendo assim, (35) e (36) são as equações de restrição de movimento dos eixos traseiro e frontal respectivamente, onde φ é a orientação do veículo e δ o esterçamento das rodas frontais. Usando transformação de coordenadas para representar (x,y) em função de (v,w) , obtemos as velocidades $\dot{x}$ e $\dot{y}$ dados por:

$$\dot{x} = \dot{u} \cos(\varphi) - \dot{w} \sin(\varphi) \quad (37)$$

$$\dot{y} = \dot{u} \sin(\varphi) + \dot{w} \cos(\varphi). \quad (38)$$

Substituindo (37) e (38) em (35) e em (36), teremos as seguintes expressões:

$$b\dot{\varphi} = \dot{w} \quad (39)$$

$$\dot{u} \sin(\delta) - \dot{w} \cos(\delta) - a\dot{\varphi} \cos(\delta) = 0. \quad (40)$$

Substituindo $\dot{w}$ na Equação (40) teremos:

$$\dot{u} \sin(\delta) - b\dot{\varphi} \cos(\delta) - a\dot{\varphi} \cos(\delta) = 0. \quad (41)$$

Dividindo ambos os lados da Equação (41) por $\cos(\delta)$ e assumindo que $l = a + b$ é o comprimento do veículo, teremos:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{u} \tan(\delta)}{l}. \quad (42)$$

Como resultado obtemos a expressão da velocidade angular $\dot{\varphi}$, que posteriormente servirá como entrada para o cálculo do controle lateral (Bertolazzi; FREGO, 2012).

3.1.1 Modelo cinemático de direção

Quando se fala em modelagem lateral do veículo, representam-se na estrutura dele os principais parâmetros usados durante o seu deslocamento lateral. Em (OSMAN; RAHMAT; AHMAD, 2009) e (FILHO et al., 2014) é apresentado o estudo do modelo *Bicycle*, cujo experimentos realizados com baixa velocidade mostraram ser uma boa proposta para representação de modelagem lateral de um veículo de pequeno porte.

Para este controle, como o veículo é de grande porte, foi usado a modelagem de direção do veículo baseado em (JAZAR, 2014), ilustrado na Figura 18, onde é considerado um modelo contendo três eixos (um frontal e dois traseiros), semelhante ao modelo deste projeto.

Na Figura 18, C representa o centro de massa, a_1 é a distância entre o eixo das rodas frontais e o centro de massa, a_2 é a distância entre o centro de massa e o eixo das rodas intermediárias e a_3 é a distância entre o centro de massa e o eixo das rodas traseiras. W é o comprimento do eixo que liga as rodas, sendo o mesmo tamanho para os três eixos, l

Figura 18: Modelo cinemático da direção do veículo (JAZAR, 2014).

é a distância entre o eixo frontal e o centro entre os dois eixos traseiros. O R_f representa o raio de curvatura em relação ao eixo frontal, R em relação ao centro de massa do veículo e R_l em relação ao centro entre os dois eixos traseiros. Diferente de outros modelos apresentados também em (JAZAR, 2014), neste o ângulo de direção reflete somente nas rodas ligadas ao eixo frontal, sendo δ_i o ângulo de inclinação da roda frontal esquerda e δ_o da roda direita.

As equações dos raios de curvatura são dadas por:

$$R_l = l \cot(\delta_o) - \frac{w}{2} = l \cot(\delta_i) + \frac{w}{2} \quad (43)$$

$$R = \frac{R_l}{\cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{a_3 - a_2}{2R_l}\right)\right)} \quad (44)$$

$$R_f = \frac{R_l}{\cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{l}{R_l}\right)\right)}. \quad (45)$$

Considerando que o raio de curvatura entre o centro da curva e o centro de massa é muito maior que raio das rodas do veículo, segundo (JAZAR, 2014) podemos reescrever as equações (44) de R e (45) de R_f como sendo:

$$R_f \approx \frac{R_l}{\cos\left(\frac{l}{R_l}\right)} \quad (46)$$

$$R \approx \frac{R_1}{\cos\left(\frac{a_3 - a_2}{R_1}\right)}. \quad (47)$$

Após as considerações de aproximação feitas nas equações (46) e (47), R_1 resulta em:

$$R_1 = \frac{l}{2} (\cot(\delta_o) + \cot(\delta_i)). \quad (48)$$

Ainda em (JAZAR, 2014), baseado no modelo apresentado na Figura 50, o ângulo de cada roda pode ser determinado como sendo:

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} \right) \quad (49)$$

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \right). \quad (50)$$

Assumindo que ambas as rodas estão ligadas ao mesmo eixo, a tensão vinda do diferencial é transmitido ao eixo, fazendo com que este aplique o mesmo movimento em ambas as rodas ($\delta_o \approx \delta_i \approx \delta$). Com base nesta afirmação, igualando as equações (49 e 50), temos que $R_1 + \frac{w}{2} \approx R_1 - \frac{w}{2}$. Esta aproximação é melhor verificada quando se tem curvas mais fechadas, consequentemente gerando um raio de curvatura $R_1 \gg w$.

Este modelo cinemático considera que o veículo transita em um plano Bidimensional (eixos x e y), com movimentos longitudinal (v_x), lateral (v_y) e angular ($\dot{\varphi}$), mediante o valor de entrada de direção δ resultante (equações (49) e (50)). Baseado no modelo *Ackerman*, tendo a velocidade instantânea do carro, as suas componentes em cada direção são dadas como (RAJAMANI, 2006) (FILHO et al., 2014):

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \\ \dot{\varphi}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v(t) \cos(\varphi(t) - \delta(t)) \\ v(t) \sin(\varphi(t) - \delta(t)) \\ \frac{v(t)}{l} \tan(\delta(t)) \end{bmatrix}, \quad (51)$$

e finalmente a velocidade absoluta do veículo é dada por:

$$v_{abs}(t) = \sqrt{\dot{x}^2(t) + \dot{y}^2(t)} \quad (52)$$

3.2 Modelo dinâmico

A dinâmica longitudinal de um veículo pode ser descrita pela segunda lei de Newton (RAJAMANI, 2006). Considerando as forças externas e internas que atuam no veículo, a sua força de inercia é representada pelo somatório de todas essas forças conforme mostra a Equação (53).

$$M \frac{d}{dt} \vec{v} = F_{visc}^{\rightarrow} + F_{aero}^{\rightarrow} + F_{freio}^{\rightarrow} + F_{grav}^{\rightarrow} + F_{motor}^{\rightarrow}. \quad (53)$$

Na Equação (53) M é a massa total do veículo e $\vec{v}$ é a velocidade longitudinal. $F_{visc}^{\rightarrow}$ é a força de resistência viscosa dos componentes internos, $F_{aero}^{\rightarrow}$ é o arrasto aerodinâmico, $F_{freio}^{\rightarrow}$ a força de arrasto do veículo causado pelo freio (contrário ao movimento atual), $F_{grav}^{\rightarrow}$ a força de gravidade e $F_{motor}^{\rightarrow}$ é a força gerada pelo motor.

As considerações feitas no modelo dinâmico usado neste projeto, seguem as mesmas instruções apresentadas em (MORET, 2003) e (WALTERMANN, 1996), onde não há deslizamento nas rodas, não há forças de fricção entre a roda e o veículo, e as rodas traseiras movem-se com a mesma orientação do veículo.

Considerando que o veículo do projeto comporta mais de dois eixos, ele é estaticamente indeterminado e as forças normais sob os pneus não podem ser determinadas somente pelas equações de equilíbrio estático. Precisamos considerar a deflexão das suspensões para determinar suas forças aplicadas.

Figura 19: Modelo dinâmico do veículo contendo três eixos, semelhante ao caminhão (JAZAR, 2014).

Em (JAZAR, 2014) é apresentado um método, quase que genérico, para o cálculo das forças normais atuantes nas rodas presas aos n eixos, que tem a estrutura dinâmica de um veículo. Para o movimento do veículo, considerando que não se tem deslocamento vertical, são dadas as seguintes equações:

$$\sum F_x = ma \quad (54)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (55)$$

$$\sum M_y = 0, \quad (56)$$

sendo F_x a força longitudinal, F_z a força normal e ambas atuantes nas rodas durante o trajeto, M_y é o momento na direção y . Fazendo o somatório das forças em cada direção do veículo teremos:

$$2 \sum_{i=1}^n F_{x_i} - mg \sin(\phi) = ma \quad (57)$$

$$2 \sum_{i=1}^n F_{z_i} - mg \cos(\phi) = 0 \quad (58)$$

$$2 \sum_{i=1}^n F_{z_i} x_i + 2h \sum_{i=1}^n F_{x_i} = 0. \quad (59)$$

A Equação (57) representa o somatório das forças na direção x , onde há movimento do veículo, sendo que n é a quantidade de eixos que comporta o veículo, F_{x_i} é a força atuante nesta direção, m é a massa do veículo, a é a aceleração instantânea, ϕ é a inclinação do veículo no plano, a Figura 19 não ilustra esta inclinação porque foi apenas considerado o cenário em que o veículo transita em um caminho plano ($\phi = 0$). Sendo g a aceleração de gravidade, o termo $mg \sin(\phi)$ representa a componente da força de gravidade F_g na direção horizontal do veículo e multiplica-se dois no termo do somatório pois as forças atuam em duas rodas presas ao eixo. Na Equação (58) F_{z_i} são as forças atuantes nas rodas em direção vertical, $mg \cos(\phi)$ é a componente da força de gravidade F_g na direção vertical, a expressão é igualada a zero pois entende-se que na vertical o movimento é instantâneo, sem qualquer aceleração. A Equação (59) representa o somatório de equilíbrio dos momentos cuja a restrição é apresentada na Equação (56), onde h é altura entre o centro de massa e a superfície da roda que se encontra em contacto com o solo.

Isolando o termo $2 \sum_{i=1}^n F_{x_i}$ em (57) e substituindo em (59) teremos:

$$2 \sum_{i=1}^n F_{z_i} x_i + h(a + mg \sin(\phi)) = 0. \quad (60)$$

As equações (58) e (60) são para o cálculo das forças F_z atuantes nas rodas, porém a quantidade de Equações é incompatível com o número de forças que precisamos determinar (F_{z_i} para $i = 1, 2, 3, \dots, n$), uma vez que o modelo do veículo em estudo comporta mais de dois eixos ($n > 2$).

Para solucionar o problema, em (JAZAR, 2014) é sugerido o uso de $n - 2$ equações extras para "forçar" a compatibilidade entre o número de expressões e incógnitas presentes no problema.

Essas equações podem ser retiradas no comportamento das suspensões do veículo (Figuras 20 e 21). Desconsiderando as complexidades da estrutura das rodas, usando z para simbolizar o deslocamento vertical do veículo (deformação da suspensão) e k como sendo a constante de rigidez, semelhante ao cálculo da força elástica descrita na lei de Hooke (SHANKAR et al., 2013), temos a seguinte expressão:

$$z_i = \frac{F_{z_i}}{k_i}, \quad (61)$$

Figura 20: Representação da suspensão do eixo frontal do veículo.

Figura 21: Representação da suspensão dos eixos traseiros do veículo.

sendo que i identifica o eixo a ser tratado. Considerando que transitamos em uma estrada plana e o veículo é não deformável, temos que:

$$\frac{z_i - z_1}{x_i - x_1} = \frac{z_n - z_1}{x_n - x_1}, \quad (62)$$

para $i = 2, 3, \dots, n-1$, onde n é a quantidade de eixos no veículo. Usando a Equação (62) é possível gerar as $n-2$ equações, que juntamente com as equações (58) e (60), tem-se o suficiente para calcular as forças F_z atuantes em todas as rodas ligadas aos n eixos. O sistema de equações formado por essas expressões pode ser descrito em uma matriz da forma:

$$[A][X] = [B], \quad (63)$$

sendo $[X]$ o conjunto das forças F_z , a forma matricial expressada em (63) é dada por:

$$[X] = \begin{bmatrix} F_{z_1} & F_{z_2} & F_{z_3} & \dots & F_{z_n} \end{bmatrix}^T \quad (64)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 & 2 & \dots & \dots & \dots & \dots & 2 \\ 2x_1 & 2x_2 & \dots & \dots & \dots & \dots & 2x_n \\ \frac{x_n - x_2}{k_1 l} & \frac{1}{k_2} & \dots & \dots & \dots & \dots & \frac{x_2 - x_1}{k_n l} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{x_n - x_i}{k_1 l} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \frac{x_i - x_1}{k_n l} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{x_n - x_{n-1}}{k_1 l} & \dots & \dots & \dots & \dots & \frac{1}{k_{n-1}} & \frac{x_{n-1} - x_1}{k_n l} \end{bmatrix} \quad (65)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} mg \cos(\phi) & -h(a + mg \sin(\phi)) & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}^T, \quad (66)$$

sendo $l = x_1 - x_n$ o comprimento do veículo, medido do eixo frontal até o último eixo traseiro.

Tratando o caso específico do modelo usado neste projeto (veículo longo com três eixos), têm-se as seguintes equações de movimento:

$$2F_{x_1} + 2F_{x_2} + 2F_{x_3} - mg \sin(\phi) = ma \quad (67)$$

$$2F_{z_1} + 2F_{z_2} + 2F_{z_3} - mg \cos(\phi) = 0 \quad (68)$$

$$2(F_{z_1}x_1 + F_{z_2}x_2 + F_{z_3}x_3 + h(Fx_1 + Fx_2 + Fx_3)) = 0 \quad (69)$$

$$\frac{1}{x_2 - x_1} \left(\frac{F_{z_2}}{k_2} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) - \frac{1}{x_3 - x_1} \left(\frac{F_{z_3}}{k_3} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) = 0. \quad (70)$$

A Equação (67) representa o somatório de forças atuantes na horizontal, a Equação (68) na vertical, a Equação (69) é a soma de equilíbrio dos momentos e a Equação (70) é gerada de acordo a ideia proposta no método. Isolando o termo $ma - mg \cos(\phi)$ na Equação (67) e substituindo em (69), realizando as devidas operações na (70), simplifica-se as equações apresentadas acima tem-se:

$$2F_{z_1} + 2F_{z_2} + 2F_{z_3} - mg \cos(\phi) = 0 \quad (71)$$

$$2F_{z_1}x_1 + 2F_{z_2}x_2 + 2F_{z_3}x_3 - hm(a + g \sin(\phi)) = 0 \quad (72)$$

$$(x_2k_2k_3 - x_3k_2k_3)F_{z_1} + (x_1k_1k_2)F_{z_3} - (x_1k_1k_3 - x_3k_1k_3)F_{z_2} = 0. \quad (73)$$

As equações (71), (72) e (73) podem ser colocadas na forma matricial representado pela Equação (63), e as componentes $[A]$, $[B]$ e $[X]$ são dadas por:

$$[X] = \begin{bmatrix} F_{z_1} & F_{z_2} & F_{z_3} \end{bmatrix}^T \quad (74)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 \\ 2x_1 & 2x_2 & 2x_3 \\ k_2k_3(x_2 - x_3) & k_1k_3(x_3 - x_1) & k_1k_2(x_1 - x_2) \end{bmatrix} \quad (75)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} mg \cos(\phi) \\ -hm(a + g \sin(\phi)) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (76)$$

Para determinar o vetor de forças $[X]$ apenas invertemos a Equação (63) isolando este vetor, que resulta na expressão $[X] = [A]^{-1}[B]$. Considerando x_1 , x_2 e x_3 as coordenadas dos eixos na direção longitudinal do veículo, observando a Figura 19 temos que $x_1 = a_1$, $x_2 = -a_2$ e $x_3 = -a_3$. As equações resultantes do modelo dinâmico são dadas da seguinte forma (Dias; PEREIRA; PALHARES, 2013) (MORET, 2003):

$$\ddot{u} = \dot{w}\dot{\theta} - \frac{F_{z_1} \sin(\delta)}{m} + \frac{F_x}{m} \quad (77)$$

$$\ddot{w} = -\dot{u}\dot{\theta} + \frac{F_{z_1} \cos(\delta)}{m} + \frac{F_{z_2}}{m} \quad (78)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{aF_{z_1} \cos(\delta)}{J} - \frac{bF_{z_3}}{J}, \quad (79)$$

onde $\ddot{u}$, $\ddot{w}$, $\ddot{\theta}$ são as acelerações nas direções u , w , θ onde o veículo se move, m é a massa do veículo, j o momento de inercia, que é dado por $j = mr^2$. a partir da Equação (79), pode-se determinar também F_{z_2} , dado por:

$$F_{z_2} = \frac{aF_{z_3} \cos(\delta) - J\ddot{\varphi}}{b}. \quad (80)$$

Substituindo equações (39) e (42) em (37) e (38) encontram-se as equações de velocidade nas direções x e y dadas em função da velocidade absoluta $\dot{u}$, ilustradas em (81) e (82)

$$\dot{x} = (\cos(\varphi) - \frac{b \tan(\delta) \sin(\varphi)}{l})\dot{u} \quad (81)$$

$$\dot{y} = (\sin(\varphi) + \frac{b \tan(\delta) \cos(\varphi)}{l})\dot{u}, \quad (82)$$

a velocidade absoluta do veículo é dada por:

$$v_{abs}(t) = \sqrt{\dot{x}^2(t) + \dot{y}^2(t)} \quad (83)$$

Com base na Equação (72), a aceleração final é dada por:

$$a = -\frac{(2(F_{z_1}x_1 + F_{z_2}x_2 + F_{z_3}x_3))}{(hm) - (g \sin(phi))}. \quad (84)$$

Controle

Neste capítulo serão abordadas as metodologias usadas neste projeto, relacionadas aos controles longitudinal e lateral. O controle proposto no projeto usa como base a trajetória gerada pelo algoritmo de *Clothoids*, usando os seus parâmetros de saída para controlar a velocidade longitudinal do veículo e a sua orientação no plano.

4.1 Problema básico de controle

Para um projeto de controle, o foco é modelar uma estrutura de controle que minimize a propagação de erro devido as perturbações que ocorrem durante o processo, obtendo assim uma resposta suave, que minimiza oscilações ocasionadas pela incertezas não modeladas (TSAI et al., 2007) (MOURAD; CLAVEAU; CHEVREL, 2014). Assim como em outros projetos de controle citados neste trabalho, para este projeto são definidas as variáveis a serem controladas como sendo a velocidade e a direção. Considerando um veículo com sistema de câmbio automático, uma ideia clara do funcionamento do seu controle é representado na Figura 22, onde não há nenhum tipo de autonomia.

Figura 22: Forma humana de controle na condução de um veículo.

4.2 Curvas de Clothoids

Nesta seção vamos descrever o algoritmo de curvas de *Clothoids*. Também conhecida em algumas referências como *Cornu Spiral* (??), as *Clothoids* são computadas usando integrais de *Fresnel* e suas aplicações em robótica móvel têm sido feitas nos módulos de segmento de trajetória.

O problema básico é, dados dois pontos de uma trajetória com orientações distintas num plano bidimensional (x, y) , é preciso criar entre os dois pontos uma curva contendo informações desde o ponto inicial até o ponto final, para que se tenha parâmetros necessários para o segmento deste trajeto, conforme ilustra a Figura 23 (Bertolazzi; FREGO, 2012) (Nicolas et al., 2008).

Figura 23: Lado esquerdo ilustra a interpolação entre dois pontos. O lado direito representa a interpolação com diferentes ângulos de orientação do ponto final. (Bertolazzi; FREGO, 2012)

A forma geral é parametrizada do cálculo das curvas de *Clothoid* e definida como (Bertolazzi; FREGO, 2012):

$$x(s) = x_0 + \int_0^s \cos\left(\frac{1}{2}\dot{k}t^2 + kt + \vartheta_0\right) dt \quad (85)$$

$$y(s) = y_0 + \int_0^s \sin\left(\frac{1}{2}\dot{k}t^2 + kt + \vartheta_0\right) dt, \quad (86)$$

sendo $[x_0, y_0]$ o par de coordenadas do ponto de partida e $[x(s), y(s)]$ representam as coordenadas do ponto final desejado. k é a curvatura calculada e $\dot{k}$ a derivada dela. s é o comprimento da trajetória entre os dois pontos (origem e destino), ϑ_0 e ϑ_1 (Figura 23) São as orientações do ponto inicial e destino respectivamente, φ é a orientação global do corpo no plano.

Em (Bertolazzi; FREGO, 2012), para o cálculo ponto a ponto da trajetória, o problema é reformulado resultando em um sistema não linear dado por:

$$F(L, k, \dot{k}) = \begin{pmatrix} x_1 - x_0 - \int_0^L \cos(\frac{1}{2}\dot{k}s^2 + ks + \vartheta_0) ds \\ y_1 - y_0 - \int_0^L \sin(\frac{1}{2}\dot{k}s^2 + ks + \vartheta_0) ds \\ \vartheta_1 - (\frac{1}{2}\dot{k}L^2 + kL + \vartheta_0) \end{pmatrix}, \quad (87)$$

onde:

$$\begin{aligned} x(0) = x_0, \quad y(0) = y_0, \quad \arctan\left(\frac{\dot{y}(0)}{\dot{x}(0)}\right) &= \vartheta_0, \\ x(L) = x_1, \quad y(L) = y_1, \quad \arctan\left(\frac{\dot{y}(L)}{\dot{x}(L)}\right) &= \vartheta_1, \end{aligned} \quad (88)$$

sendo $\dot{x}$ e $\dot{y}$ as derivadas da posição do veículo, determinadas dentro modelo do veículo definido pela Equação (51). F é uma função que relaciona os parâmetros de saída desconhecidos e L é o comprimento da curva resultante. Ainda em (Bertolazzi; FREGO, 2012) a solução é encontrada quando satisfaz-se a condição $F(L, k, \dot{k}) = 0$. A curvatura em cada ponto da *Clothoid* é definida como:

$$k(L) = \dot{k}L + k_0, \quad (89)$$

sendo $\dot{k}$ a derivada da curvatura, L é o comprimento da curva gerada e k_0 é a curvatura do ponto origem. Para satisfazer a terceira condição do sistema (87), deve se garantir que $\vartheta_1 - (\frac{1}{2}\dot{k}L^2 + kL + \vartheta_0) = 0$, e isto faz com que a orientação do ponto destino ϑ_1 seja dada por:

$$\vartheta_1 = (\frac{1}{2}\dot{k}L^2 + kL + \vartheta_0). \quad (90)$$

A opção pelas *Clothoids* se justifica, dentre outros aspetos, por ter uma convergência mais rápida com relação à trajetória desejada. Devido a sua característica linear entre os pontos da curva (semelhante as propriedades matemáticas usadas na construção de vias atualmente), as *Clothoids* se firmam como proposta ideal para segmento lateral da trajetória, uma vez que o seu comportamento coincide com as metodologias usadas na construção dos vias urbanas, que por sua vez são os trajetos alvo desta pesquisa.

Comparando com o método que se baseia em curvas *Bezier*, as *Clothoids* levam vantagem pois a sua curva é projetada encima dos pontos da trajetória, e sem a necessidade de uso de parâmetros de ajuste para garantir que a curva gerada convirja para a trajetória original. Procedimento que é realizado nas curvas *Bezier*, onde o método gera curvas aproximadas ao trajeto desejado e toma como resultado aquela que melhor se aproxima a ela.

Na área de controle, *Clothoids* vêm sendo usadas em várias metodologias de diferentes formas de aplicação. Em (BREZAK; PETROVIC, 2014) e (Nicolas et al., 2008) por exemplo, é apresentada uma metodologia para processamento de curvas usando cálculo de *Clothoids* em tempo real, de maneira a garantir o menor erro de aproximação em relação a curva principal. O principal ganho quando é usado este algoritmo em tempo real, reside no fato de que o controle passa a ser tolerante a mudanças imprevistas no ambiente em que o veículo transita (DAI; COCHRAN, 2009).

4.3 Controle longitudinal

O nome mais comum do controlador longitudinal é controle de cruzeiro (CC). Em (Dias; PEREIRA; PALHARES, 2013) consta que existem duas formas de se projetar controladores longitudinais. O primeiro é baseado na imitação da forma humana de controlar um veículo (pode ser compreendido observando a Figura 22), utiliza-se, por exemplo, lógica fuzzy (MAMAT; GHANI, 2009) (WU; ZHU; WANG, 2014) nesse tipo de controle. O segundo, adotado neste projeto, é baseado no uso do modelo matemático do veículo (Capítulo 3), estratégia parecida adotada em (RUCCO; NOTARSTEFANO; HAUSER, 2014). Para este projeto, o modelo matemático foi baseado nos métodos descritos em (JAZAR, 2014), onde é feita análise de veículos de categoria pesada.

O objetivo do controle longitudinal é ajustar a velocidade do veículo durante o seu trajeto. Pode-se calcular a aceleração centrípeta em cada ponto da trajetória, que é dada por:

$$a_c(t) = \frac{v^2(t)}{r(t)}, \quad (91)$$

sendo r o raio da curvatura e $v(t)$ a velocidade máxima com que o veículo pode transitar no instante t . Com $r = \frac{1}{k}$, onde k é a curvatura gerada na saída do algoritmo de *Clothoid*, dada a aceleração máxima lateral $a_{lateral}^{max}$ (equivalente a aceleração centrípeta), semelhante a Equação (91). A velocidade lateral $v_{max}^{lat}(t_L)$ máxima com que o veículo pode transitar nesta trajetória é dada por:

$$v_{max}^{lat}(t_L) = \sqrt{\frac{a_{lateral}^{max}}{k(t_L)}}, \quad (92)$$

sendo L o comprimento da curva. O raio de curvatura r varia de acordo o formato geométrico do trajeto. Nas retas o valor de r é aproximadamente a zero. Quanto mais curvo for o caminho, maior é o valor do raio de curvatura r e menor é o valor da velocidade de cruzeiro $v(t_L)$. Considerando que a trajetória varia entre retas e curvas, a restrição de velocidade é dado pela forma (FILHO et al., 2014):

$$v(t_L) = \begin{cases} v_0^{max}(t_L) & v_{max}^{lat}(t_L) > v_0^{max}(t) \\ v_{max}^{lat}(t_L) & c.c. \end{cases} \quad (93)$$

Na Equação (93) v_0^{max} é a velocidade máxima com que o veículo pode transitar, $a_{lateral}^{max}$ é a aceleração máxima lateral e ambas são passadas como parâmetro na execução do controle. O movimento do veículo é variado de acordo com a aceleração necessária num instante t_L qualquer. Para este tipo de movimento pode-se obter a aceleração da forma:

$$a(t_L) = \frac{v^2(t_L) - v_0^2(t_L)}{2(L - L_0)}. \quad (94)$$

Depois do CC surgiram outras ramificações de *Advanced Driver Assistance Systems* (ADAS), como por exemplo, o controle de cruzeiro adaptativo (ACC) com objetivo de

melhorar o controle do veículo em ambientes dinâmicos. O ACC faz com que o veículo regule sua velocidade em função de obstáculos que aparecem na via, sendo eles móveis ou fixos (BIAN et al., 2014). Na presença de outro veículo à frente por exemplo, o sistema ACC calcula sua velocidade em função do veículo da frente, desacelerando se a velocidade do mesmo for menor que a do controle em questão, acelerando se for maior, ou se o mesmo sair do trajeto seguido pelo veículo com o ACC (RAJAMANI, 2006).

O controle cruzeiro adaptativo cooperativo (CACC), ajusta seus parâmetros de velocidade com base no estado de cada veículo dentro do tráfego e não somente ao que está a sua frente. Isso é possível quando se estabelece uma comunicação entre todos os veículos dentro do comboio de tráfego para que todos tenham informações do estado de outros. Em (MILANES et al., 2014) foi proposto um CACC composto por dois controladores, sendo o primeiro para gerir a velocidade de alcance do primeiro veículo e o segundo para regular a velocidade depois que o veículo se junta ao pelotão geral.

4.4 Controle lateral

A técnica mais comum para desenvolvimento de controle lateral é baseado na geometria, que usa como argumento principal a relação entre o veículo e a trajetória a ser seguida. No projeto do controlador do CARINA II (projeto desenvolvido no ICMC), foi proposto um controlador lateral não-linear baseado em curvas *Bézier*, onde dada uma trajetória paramétrica ρ^{track} é possível determinar t_0 dado que $\rho^{track}(t_0)$ é a posição da trajetória mais próxima do veículo ρ^0 . Em (BAHAGHIGHAT et al., 2010) foi proposto um modelo de controle lateral preditivo para veículos longos combinados com vários reboques. Levando em consideração a variação de ângulos φ_n na junção entre um reboque e outro (n é numero de junções), este tipo de controle tem como objetivo limitar a aceleração lateral para evitar a sobrecarga de impulso nas unidades de reboques mais recuadas. Em (FRITZ, 1999) foi proposto um controle lateral para veículos pesados articulados contendo reboque, modelado com base em um PD simples (Controle proporcional derivativo), onde o esterçamento ϕ da roda dianteira do cavalo é determinado pela Equação (95), onde k_p e k_d são os coeficientes da distância e velocidade respectivamente. μ é o valor limite do ângulo de esterçamento da roda dianteira.

$$\phi = k_p(d, v)\mu + k_d(d, v)\dot{\mu}. \quad (95)$$

O controle lateral tem como saída o ângulo de direção das rodas. Em (Bertolazzi; FREGO, 2012) as equações que relacionam as coordenadas x e y da trajetória e o raio de curvatura r são dadas como: $\Delta x = r \cos(\varphi)$ e $\Delta y = r \sin(\varphi)$. Isolando r em ambas as equações e igualando-as, temos a orientação do veículo na trajetória que é dada por:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} \right). \quad (96)$$

Para calcular a velocidade angular basta derivar a Equação (96) em função do tempo t_L , onde L é o comprimento da curva (β) gerada pelo algoritmo de *Clothoid* (Equação (97)).

$$\dot{\varphi}(t_{L\beta}) = \frac{d \tan^{-1} \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} \right)}{dt_{L\beta}}. \quad (97)$$

Baseado nas equações (51) e (97), após as devidas operações, a inclinação das rodas pode ser descrita conforme mostra a Equação (98).

$$\delta(t_{L\beta}) = \tan^{-1} \left(\frac{l}{v(t_{L\beta})} \dot{\varphi}(t_{L\beta}) \right). \quad (98)$$

4.4.1 Restrições do controle lateral

Calculado as saídas do controle, existe ainda a etapa de restrições a considerar devido algumas limitações que o veículo apresenta, como por exemplo a rotação das rodas. Temos neste controle a restrição do ângulo de giro das rodas que é dada pela Equação (99).

$$\delta(t) = \begin{cases} \delta^{min} & \delta(t) < \delta^{min} \\ \delta^{max} & \delta(t) > \delta^{max} \\ \delta(t) & c.c. \end{cases} \quad (99)$$

Na Equação (99), δ^{min} e δ^{max} são os ângulos mínimo e máximo de giro das rodas. Durante o percurso em linha reta, a curvatura k é aproximadamente zero, situação totalmente contrária no percurso de uma curva onde tem-se um raio de curvatura r maior.

4.5 Estrutura do controle proposto

A estrutura de controle proposto neste este projeto, ilustrado na Figura 24, é composto por três camadas. A primeira camada recebe como entrada a trajetória desejada (x_i, y_i, φ_i) para $i = 0, 1, 2 \dots n$, que é processada com o algoritmo de curvas de *Clothoids* (Equação (87)), onde se obtêm as informações necessárias para que o veículo consiga transitar neste percurso $(k_i, \dot{k}_i, L_i)$ para $i = 0, 1, 2 \dots n$. Na segunda camada estão os algoritmos de controle longitudinal e lateral. O primeiro recebe como entradas os parâmetros de velocidade máxima (v_0^{max}) , aceleração lateral máxima $(a_{lateral}^{max})$, a curvatura k e a sua derivada $\dot{k}$, e gera como saída a velocidade $v(t)$ (Equação (93)) e a aceleração $a(t)$ (Equação (94)) com que o veículo deve transitar num determinado ponto i da trajetória.

O controle lateral recebe como entrada a orientação φ do veículo, o comprimento l (eixo frontal até a zona intermediária dos eixos traseiros do veículo) e a velocidade absoluta

Figura 24: Esquema de controle proposto no projeto.

$v(t)$, e gera como saída o esterçamento δ das rodas. As rodas têm um limite mínimo (δ^{min}) e máximo (δ^{max}) de giro, por este motivo a saída δ é limitada pela Equação (99), gerando assim o esterçamento suportável pelo veículo.

As saídas dos controles são as entradas do modelo matemático do veículo (Cinemática e Dinâmica), onde se calcula as velocidades em $\dot{x}$, $\dot{y}$ e $\dot{\varphi}$ de acordo as restrições de movimento descritas no modelo cinemático, também calculamos as forças atuantes nas rodas durante o percurso usando o modelo dinâmico (Equação (63)). Finalmente é usado $v_{abs}(t)$ (determinado pela Equação (83)) para o processo de realimentação da camada de controle, para recalculer o valor da velocidade e aceleração em outro instante t_i , e assim repete-se o processo até o final da trajetória.

Experimentos e resultados

Neste capítulo serão ilustrados os parâmetros do veículo em estudo no projeto, serão abordados detalhes sobre a implementação, experimentos realizados e resultados gerados na aplicação do controle. As simulações e experimentos foram inicialmente implementadas em *Matlab*, posteriormente, com objetivo de identificar uma linguagem de programação mais flexível com a plataforma de experimentos e de fácil integração com outros sistemas, foi definido o *Python* para desenvolvimento do controle, e o mesmo foi usado até o final do projeto.

5.1 Parâmetros do veículo

Todos os experimentos foram realizados usando os parâmetros de um veículo de categoria pesada (Caminhão). A Tabela 1 ilustra os dados relativos a estrutura dinâmica do veículo, as medidas externas estão ilustradas na Figura 25. Todos os dados especificados aqui foram retirados do manual de especificação técnica do veículo.

Figura 25: Medidas externas do veículo, ilustração extraída no manual técnico.

Dados técnicos do veículo	Valores
Peso total	26100 kg
Cilindrada	12,7
Cilindros	6
Potência máxima	265 kw a 1900 rpm
Torque máximo	1850 Nm a 1300 rpm
Freio Motor	261 kw 2400 rpm
$l(a+b)$	4,8 m
δ_{max}	0,38
δ_{min}	-0,38
Bateria	2x180 Ah

Tabela 1: Parâmetros do veículo

5.2 Implementação e resultados

Inicialmente foram feitos vários testes de simulação de geração de curvas, dada uma trajetória qualquer gerada em ambiente virtual, usando funções que geram figuras geométricas bem conhecidas como retas, circunferências ou ainda senóides.

Foi usado um GPS para fazer a captação de uma trajetória real dentro do Campus II da USP de São Carlos durante a navegação manual de um veículo, contendo o mesmo porte do modelo em estudo no projeto. Este caminho mede aproximadamente 600 metros e foi escolhido por ser composto de retas e curvas (duas rotatórias diferentes), o que a torna interessante o bastante para testar os casos que até então só tinha se analisado o comportamento em simulações. Para captura deste trajeto, foi usada toda estrutura computacional criada pelo laboratório de robótica móvel (LRM) do departamento de matemática e computação da USP de São Carlos (ICM/USP)

A qualidade da trajetória resultante depende muito da forma apresentada pela trajetória inicial. Verificou-se claramente que trajetórias onde não há muita variação de orientação entre os pontos, a trajetória gerada pelo algoritmo de *Clothoid* é quase perfeita, convergindo bastante com a trajetória desejada.

5.2.1 Simulação de trajetória referência e geração de trajetória ideal

Nesta fase do projeto, foram simuladas trajetórias em ambiente virtual, e em seguida usou-se o algoritmo de *Clothoids* para determinar a trajetória ideal de acordo os parâmetros do veículo. Realizou-se vários testes do controle analisando os melhores casos, onde as características dos pontos da trajetória são semelhantes (como por exemplo uma reta), e piores casos, para trajetórias mais próximas da realidade onde há mistura de características geométricas (retas e curvas). Em todos os testes as trajetórias foram consideradas planas, por este motivo a inclinação ϕ do veículo presente no modelo dinâmico

é zero. Para o cálculo no algoritmo de *Clothoids*, foi passado como entrada os pares de coordenadas (x, y) , e como saída do algoritmo obtém o conjunto $(x_i, y_i, L, k, \dot{k})$ (Equação (87)), para $i = 0, 1, 2, \dots, n$ sendo n a quantidade de pontos gerados na nova curva, L é o comprimento da curva, k é a curvatura e $\dot{k}$ a sua derivada.

Circunferência

Na Figura 26 foi simulado um trajeto em círculo com noventa pontos na trajetória. O segmento de trajetória gerou um erro médio de $0,038197m$ e desvio padrão de $0,17265m$.

Figura 26: Trajetória circular (referência) simulada e geração da trajetória ideal de acordo os parâmetros do veículo

Linha reta

Na Figura 27 foi simulado um trajeto em linha reta. O segmento de trajetória gerou um erro médio de $0,03621m$ e desvio padrão de $0,304m$. O desvio médio é menor em comparação com a trajetória de circunferência, pois a convergência neste caso é mais expressiva devido a pouca variação na orientação de um ponto para o outro.

Trajetória mista (senóide)

Na Figura 28 foi simulado um trajeto em uma senóide com doze pontos na trajetória. O segmento de trajetória gerou um erro médio de $0,9621m$ e desvio padrão de $1,02m$. Trata-se de um teste diferente pois para este caso, a variação de orientação de um ponto

Figura 27: Trajetória em linha reta (referência) simulada e geração da trajetória ideal de acordo os parâmetros do veículo.

para o outro é bem maior, pois a trajetória varia entre curvas e retas. Por este motivo, tem-se o valor do erro médio e variância maior em relação as simulações apresentadas anteriormente.

Figura 28: Simulação da geração de curvas de Clothoids sobre a trajetória de uma senóide.

Trajatória real gerada pelo GPS

Neste caso, para gerar a trajetória foi usada a leitura de coordenadas do GPS implantado no veículo. Após esse procedimento foi feito um tratamento nas coordenadas, filtrando informações de forma que fique somente as coordenadas distanciadas num intervalo de 5 metros. Este procedimento é executado dentro do *script* de captura, responsável também pela arquitetura física montada para extração do caminho. Terminado este procedimento, temos pronto a trajetória que será usada como entrada para o algoritmo das *Clothoids* para gerar a trajetória ideal para o veículo.

Figura 29: Trajetória captada pelo GPS dentro do Campus da USP com pontos fixados de 5 em 5 metros, a trajetória completa foi gerada usando o algoritmo de Clothoids.

Esta trajetória é geometricamente interessante pela sua variação de formato, contendo duas rotatórias distintas e interligada também por linhas retas, transformando-a assim em um caso de estudo interessante a ser analisado no funcionamento do controle.

5.2.2 Controle baseado no modelo cinemático

Nesta secção serão abordados os resultados do controle gerados usando somente o modelo cinemático, descrito na secção 3.1. Para controles baseados no modelo cinemático, como o proposto em (XIAOQING; JIDONG, 2011) por exemplo, é recomendado que os experimentos sejam realizados com velocidades baixas. Para este projeto, os testes foram

realizados variando a velocidade num intervalo de 5 á 15km/h. O gráfico da Figura 30(a) ilustra o comportamento da velocidade com base nas restrições do controle descritos na Equação (93).

Figura 30: Comportamentos da velocidade.

Com o ponto de partida situado em linha reta, nos primeiros pontos da trajetória a velocidade $v(t)$ é igual á v_{max} , pois não ha variação significativa da orientação φ . A velocidade $v(t)$ é reduzida nas duas rotatórias da trajetória, sendo que na primeira ha uma redução maior por ser uma curva mais estreita em relação a segunda.

Figura 31: Velociade angular, Orientação e Guinada.

Determinada a velocidade em um instante t qualquer (saída da camada de controle), as velocidades $\dot{x}$, $\dot{y}$ e $\dot{\varphi}$ são determinadas dentro do modelo cinemático (Equação (51)), e os seus comportamentos estão ilustrados nas figuras 30(b) e 31(a) respetivamente. A velocidade em x é maior em linhas retas, situação que se inverte quando o veículo transita em curvas, onde há uma redução notória em x e um aumento significativo em y .

5.2.3 Controle com o modelo cinemático e dinâmico

Nesta secção, serão apresentados os resultados do controle usando o modelo dinâmico, realizando uma comparação com os resultados gerados na cinemática. A Figura 32 ilustra o comportamento da velocidade quando aplicado o modelo cinemático e em seguida o dinâmico. Usando os mesmos parâmetros de teste cujo comportamento é ilustrado na Figura 30, percebe-se que a velocidade gerada no modelo dinâmico reduz menos onde há uma diferença grande de orientação φ de um ponto para o outro da trajetória. Considerando que o veículo trafega em trajetória plana, para os testes com o modelo dinâmico foi considerado $\phi = 0$.

Figura 32: Velocidade gerada pelo controle com o modelo cinemático (azul) e dinâmico (vermelho) Equações (52) e (83).

A Figura 33 ilustra o comportamento das velocidades na componente x e y , one é facilmente perceptível que a velocidade no modelo dinâmico, em ambas as direções, tem um comportamento diferente nos pontos de entrada e saídas de curvas

O gráfico ilustrado na Figura 34(a) apresenta os erros gerados em x e y dados em metros, gerados utilizando o trajeto captado no teste de campo (Campus 2 da USP em São Carlos), tendo gerado erro máximo de posição $0.5m$ e de orientação de $0.05m$.

Conclusão

Conforme verificado nas simulações, em trajetórias onde a orientação de um ponto para o outro varia pouco, como uma reta por exemplo, o percurso gerado pela *Clothoid* é

Figura 33: Velocidade em x e y com modelo cinemático (Equação 51) e dinâmico (Equação (82)).

Figura 34: Erros de posição e orientação do veículo.

quase perfeito, se assemelhando muito a trajetória desejada. O panorama muda quando a trajetória possui características geométricas mistas (mistura de curvas e retas), cujos resultados são também satisfatórios gerando erros de desvios Δx e Δy maiores, porém ainda coerentes para os objetivos do controle. Comparando com o modelo cinemático, a velocidade na dinâmica gera uma diferença expressiva em curvas, onde o controle não reduz a velocidade como o esperado, correndo assim maiores riscos de falhar no acompanhamento da trajetória. Os comportamentos de esterçamento e orientação do veículo foram de total acordo a geometria da trajetória usada para o teste.

Conclusão

Foi apresentada neste projeto, a metodologia de desenvolvimento de um controle longitudinal e de um lateral para veículos terrestres de categoria pesada. Inicialmente o problema consiste no fato de que dada uma trajetória inicial, o objetivo é controlar a velocidade e o esterçamento do veículo dentro desta trajetória, de maneira que o segmento seja feito dentro dos limites dos parâmetros físicos do veículo. Para o funcionamento deste controle, usa-se como parâmetro de entrada principal a velocidade máxima para o controle longitudinal e a orientação do veículo para o lateral, que é usado para determinar a esterçamento δ das rodas. Com relação ao segmento de trajetória, os resultados especificados na Seção 5 foram bastante satisfatórios, apresentando uma boa aproximação entre a trajetória dada, e a percorrida pelo veículo. O erro médio gerado nos testes varia de 0 a $1m$, sendo que nas trajetórias de comportamento mais uniforme foram gerados erros menores, devido às características abordadas na seção de implementação.

Referências

- ARAÚJO, F. M. U. **Sistemas de controle**. [S.l.], 2006. Disponível em: <<http://www-dca.ufrn.br/~meneghet/FTP/Controle/scv20071.pdf>>.
- BAHAGHIGHAT, M. et al. Predictive yaw and lateral control in long heavy vehicles combinations. In: **Decision and Control (CDC), 2010 49th IEEE Conference on**. [S.l.: s.n.], 2010. p. 6403–6408. ISSN 0743-1546.
- Bertolazzi, E.; FREGO, M. Fast and accurate clothoid fitting. **ACM Transactions on Mathematical Software, Vol. V, No. N, Article A**, 2012. n. 4, p. A:1–A:14, 2012.
- BIAN, N. et al. The development and application of acc system. In: **Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2014 Sixth International Conference on**. [S.l.: s.n.], 2014. p. 692–695.
- BREZAK, M.; PETROVIC, I. Real-time approximation of clothoids with bounded error for path planning applications. **Robotics, IEEE Transactions on**, 2014. v. 30, n. 2, p. 507–515, April 2014. ISSN 1552-3098.
- DAI, R.; COCHRAN, J. Path planning for multiple unmanned aerial vehicles by parameterized cornu-spirals. In: **American Control Conference, 2009. ACC '09**. [S.l.: s.n.], 2009. p. 2391–2396. ISSN 0743-1619.
- Dias, J. E. A.; PEREIRA, G. A. S.; PALHARES, R. M. Identificação do modelo dinâmico longitudinal de um carro autônomo. **Anais do XIX Congresso Brasileiro de automática, CBA 2012**, 2013. n. 4, 2013.
- FILHO, C. M. et al. Longitudinal and lateral control for autonomous ground vehicles. In: **Intelligent Vehicles Symposium Proceedings, 2014 IEEE**. [S.l.: s.n.], 2014. p. 588–593.
- FRITZ, H. Longitudinal and lateral control of heavy duty trucks for automated vehicle following in mixed traffic: experimental results from the chauffeur project. In: **Control Applications, 1999. Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on**. [S.l.: s.n.], 1999. v. 2, p. 1348–1352 vol. 2.
- HAIZHENG, Q.; PENG, J. Flexible truck frame dynamic model and its parameters identification. In: **Information Engineering (ICIE), 2010 WASE International Conference on**. [S.l.: s.n.], 2010. v. 3, p. 84–87.

- JAZAR, R. N. **Vehicles Dynamics: Theory and Application**. Reprint. [S.l.]: Springer, 2014.
- JOHNSON, M.; MORADI, M. **PID Control: New Identification and Design Methods**. Springer, 2006. (Probability and its applications). ISBN 9781846281488. Disponível em: <<http://books.google.com.br/books?id=hY6oLlqLCv8C>>.
- Liebert, D. Modelagem dinâmica longitudinal de veículos articulados. **USP-poli**, 2009. v. 1, n. 4, p. 1–9, 2009.
- MAMAT, M.; GHANI, N. Fuzzy logic controller on automated car braking system. In: **Control and Automation, 2009. ICCA 2009. IEEE International Conference on**. [S.l.: s.n.], 2009. p. 2371–2375.
- MILANES, V. et al. Cooperative adaptive cruise control in real traffic situations. **Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on**, 2014. v. 15, n. 1, p. 296–305, Feb 2014. ISSN 1524-9050.
- MORET, E. N. **Dynamic Modeling and Control of a Car-Like Robot**. Dissertação (Mestrado) — Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, february 2003.
- MOURAD, L.; CLAVEAU, F.; CHEVREL, P. **Direct and Steering Tilt Robust Control of Narrow Vehicles**. 2014. 1-10 p.
- Nicolas, M. et al. Real-time clothoid approximation by rational bezier curves. **2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation**, 2008. n. 4, p. 2246–2251, May 2008.
- OSMAN, K.; RAHMAT, M.; AHMAD, M. Modelling and controller design for a cruise control system. In: **Signal Processing Its Applications, 2009. CSPA 2009. 5th International Colloquium on**. [S.l.: s.n.], 2009. p. 254–258.
- RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. [S.l.]: Springer Science, 2006. (Mechanical engineering series). ISBN 9780387263960.
- ROMERO, R. A. F.; OSÓRIO, F.; WOLF, E. P. D. **Robótica Móvel**. [S.l.: s.n.], 2014.
- RUCCO, A.; NOTARSTEFANO, G.; HAUSER, J. Optimal control based dynamics exploration of a rigid car with longitudinal load transfer. 2014. v. 22, n. 3, p. 1070–1077, May 2014. ISSN 1063-6536.
- SHANKAR, B. et al. Remote triggered virtual laboratory for hooke's law using labview. In: **Industrial Electronics Society, IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE**. [S.l.: s.n.], 2013. p. 3729–3734. ISSN 1553-572X.
- TSAI, Y.-K. et al. Implementation of autonomous vehicles with the hough transform and fuzzy control. In: **SICE, 2007 Annual Conference**. [S.l.: s.n.], 2007. p. 2095–2101.
- WALTERMANN, P. Modelling and control of the longitudinal and lateral dynamics of a series hybrid vehicle. In: **Control Applications, 1996., Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on**. [S.l.: s.n.], 1996. p. 191–198.

WILSON, D. I. Plant models used to test the Texmate embedded PID Controller. 2005. Henderson, Auckland, March 2005.

WU, H.; ZHU, H.; WANG, J. **H-infinity Fuzzy Control for a Class of Nonlinear Coupled ODE-PDE Systems with Input Constraint**. 2014. 1-1 p.

XIAOQING, G.; JIDONG, W. Trajectory planning theory and method of industrial robot. In: **Computer Research and Development (ICCRD), 2011 3rd International Conference on**. [S.l.: s.n.], 2011. v. 2, p. 340–343.